



T.C.
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DOKTORA TEZİ

Hakan AKGÜN

**EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ OTOBÜS
KLİMASINDA EJEKTÖR BOYUTLARININ HAD
YÖNTEMİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ**

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

OSMANİYE – 2022

**T.C.
OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
DOKTORA TEZİ**

**EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ OTOBÜS KLİMASINDA
EJEKTÖR BOYUTLARININ HAD YÖNTEMİ
KULLANILARAK BELİRLENMESİ**

Hakan AKGÜN

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

**OSMANİYE
AĞUSTOS – 2022**

TEZ ONAYI

EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ OTOBÜS KLİMASINDA EJEKTÖR BOYUTLARININ HAD YÖNTEMİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ

Hakan AKGÜN tarafından Doç. Dr. Şaban ÜNAL danışmanlığında Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makine Mühendisliği** Ana Bilim Dalı'nda hazırlanan bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile **Doktora Tezi** olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Şaban ÜNAL
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

Üye: Prof. Dr. Beşir ŞAHİN
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İAÜ

Üye: Prof. Dr. Mehmet BİLGİLİ
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, ÇÜ

Üye: Doç. Dr. Ertuğrul CİHAN
Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

Üye: Doç. Dr. Ertaç HÜRDOĞAN
Enerji Sistemleri Mühendisliği Ana Bilim Dalı, OKÜ

Yukarıdaki jüri kararı Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih ve /..... sayılı kararı ile onaylanmıştır.

Doç. Dr. Bülent YANIKTEPE

Enstitü Müdürü, **Fen Bilimleri Enstitüsü**

Bu Çalışma TÜBİTAK ve OKÜ Bilimsel Araştırma Projeleri Birimi Tarafından Desteklenmiştir. Proje No: TÜBİTAK-112M167, OKÜBAP-2015-PT3-006

Bu tezde kullanılan özgün bilgiler, şekil, çizelge ve fotoğraflardan kaynak göstermeden alıntı yapmak 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunu hükümlerine tabidir.

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, bu çalışma sonucunda elde edilmeyen her türlü bilgi ve ifade için ilgili kaynağa eksiksiz atıf yapıldığını ve bu tezin Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.



Hakan AKGÜN

ÖZET

EJEKTÖR GENLEŞTİRİCİLİ OTOBÜS KLİMASINDA EJEKTÖR BOYUTLARININ HAD YÖNTEMİ KULLANILARAK BELİRLENMESİ

Hakan AKGÜN
Doktora, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Şaban ÜNAL

Ağustos 2022, 154 sayfa

Klima sistemleri, yolcu taşımacılığında yaygın bir şekilde kullanılan otobüslerin hemen hemen hepsinde mevcuttur. Klima kompresörü gücünü otobüsün motorundan almaktadır. Klimada kullanılacak ejektör sistemi ile genleşme valfinde harcanan işin bir kısmının geri kazanımı ile kompresöre giren soğutucu akışkanın giriş basıncı yükseltilerek kompresör işi azaltılabilir. Bu çalışmada, soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan bir midibüs klimasında ejektör kullanılması durumunda sistemin performansındaki değişim incelenmiştir. Öncelikle, analitik ve sayısal yöntemler kullanılarak ejektördeki akış bir boyutlu olarak analiz edilmiştir. Buradan elde edilen sonuçlara göre ejektör boyutlandırılmış ve Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiğine (HAD) uygun model oluşturulmuştur. HAD yardımıyla ejektördeki akışın iki boyutlu analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizlerde, ejektörlü sistemde kompresör giriş basıncının %26 oranında arttığı görülmüştür. HAD hesaplamalarında, lüle konumu, boğaz çapı, karışım bölgesi çapı, lüle uzunluğu, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu, lüle ve difüzör açılarının akış oranı ve basınç yükseltme miktarlarına etkileri incelenmiştir. Buna göre NXP değerinin 0 ile 1 arasında olması, boğaz çapının 2mm olması, karışım bölgesi çapının 6mm ile 7mm arasında olması, iraksak lüle açısının 0,6 ile 0,67, arasında olması, karışım bölgesi uzunluğunun 150mm olması, difüzör uzunluğunun 100mm ile 120mm arasında olması, difüzör açısının ise 0,65 ile 0,7 arasında olması ideal ejektör ölçüleri olduğu görülmüştür. HAD sonuçlarına göre söz konusu parametrelerde uygun değişiklikler yapmak suretiyle ejektör performansında artış sağlanabileceği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Otobüs klima sistemi, çift fazlı ejektör, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, HAD.

ABSTRACT

DETERMINATION OF THE EJECTOR DIMENSIONS USING THE CFD METHOD FOR THE BUS AIR CONDITIONER WITH EJECTOR EXPANSION

Hakan AKGÜN

Ph.D., Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Şaban ÜNAL

August 2022, 154 pages

Almost all buses that are commonly utilized for passenger transportation have air conditioning systems. The air conditioner compressor takes its power from the bus engine. With the ejector system to be used in the air conditioner, some of the work spent on the expansion valve can be recovered and the compressor work can be reduced by increasing the inlet pressure of the refrigerant entering the compressor. Thus, by raising the input pressure of the refrigerant entering the compressor, the compressor workload may be decreased. In this study, the change in the performance of the system in the case of using an ejector in a midibus air conditioner using R134a as the refrigerant was investigated. First, the flow in the ejector was analyzed in one dimension using analytical and numerical methods. According to the results obtained from here, the ejector was dimensioned and a model suitable for Computational Fluid Dynamics (CFD) was created. Two-dimensional analyzes of the flow in the ejector were performed with the help of CFD. In the analysis, it was observed that the compressor inlet pressure increased by 26% in the system with ejector. The effects of nozzle position, throat diameter, mixing zone diameter, nozzle length, mixing zone length, diffuser length, and nozzle and diffuser angles on flow rate and pressure boosting amounts were investigated using CFD models. As a result, the NXP value is between 0 and 1, the throat diameter is 2mm, the mixing zone diameter is 6mm to 7mm, the diverging nozzle angle ranges between 0.6 and 0.67, the mixing zone length is 150mm, and the diffuser length ranges between 100mm and 120mm, the diffuser angle is between 0.65 and 0.7 are the optimal ejector dimensions. According to the CFD findings, making suitable adjustments to the aforementioned parameters may result in an improvement in ejector performance.

Key Words: Bus air conditioning system, two-phase ejector, computational fluid dynamics, CFD.

İTHAF SAYFASI



Çok kıymetli aileme...

TEŞEKKÜR

Doktora tez konumun belirlenerek tez çalışmamın yürütülmesini üstlenen, çalışmalarım süresince değerli bilgi ve tecrübeleriyle katkılarını esirgemeyen danışman hocam sayın Doç. Dr. Şaban ÜNAL'a teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım süresince beni destekleyen diğer hocalarıma ve aileme de ayrıca teşekkür ederim.

Bu çalışma 112M167 no'lu TÜBİTAK ve OKÜBAP-2015-PT3-006 projeleri kapsamında gerçekleştirilmiş olup, 112M167 no'lu proje TEMSA ve SAFKAR firmaları tarafından da desteklenmiştir. Adı geçen kurum ve kuruluşlarımıza teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEZ ONAYI	
TEZ BİLDİRİMİ	
ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
İTHAF SAYFASI	iii
TEŞEKKÜR.....	iv
İÇİNDEKİLER	v
ÇİZELGELER DİZİNİ	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR	4
3. MALZEME VE YÖNTEM	15
3.1. Otobüslerde Kullanılan Mevcut Klima Sistemi	15
3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi ve Temel Elemanları.....	18
3.2.1. Kompresör	22
3.2.2. Yoğuşturucu.....	24
3.2.3. Buharlaştırıcı.....	26
3.2.4. Genleşme Valfi	28
3.2.5. Ejektör.....	30
3.2.6. Soğutucu Akışkan	35
3.3. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi.....	36
3.4. Ejektör Boyutlarının Belirlenmesi	40
3.4.1. Lüle Boyutlarının Belirlenmesi.....	41
3.4.2. Karışım Bölgesi Boyutlarının Belirlenmesi	44
3.4.3. Difüzör Boyutlarının Belirlenmesi.....	46
3.5. Deney Düzenegi ve Deneysel Çalışma	50

3.5.1. Deney Düzenegi.....	50
3.5.2. Deneysel Çalışma.....	66
3.6. Ejektörün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamigi (HAD) ile Analizi.....	68
4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR.....	74
4.1. Ağ Yapısı ve Ağ Bağımsızlığı	74
4.2. Sınır Şartları.....	83
4.3. Soğutucu Akışkanın Termodinamik Özellikleri	83
4.4. Türbülans Modelin Belirlenmesi	84
4.5. Ejektör Boyutlarının Etkileri.....	85
4.5.1. Lüle Konumunun Etkisi	90
4.5.2. Boğaz Çapının Etkisi	99
4.5.3. Karışım Bölgesi Çapının Etkisi.....	107
4.5.4. Iraksak Lüle Açısının Etkisi.....	115
4.5.5. Karışım Bölgesi Uzunluğunun Etkisi.....	123
4.5.6. Difüzör Uzunluğunun Etkisi	131
4.5.7. Difüzör Iraksama Açısının Etkisi.....	138
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	145
KAYNAKLAR	147
ÖZGEÇMİŞ	154

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. R134a gelen özellikleri	36
Çizelge 3.2. Termodinamik analizde kullanılan bilinen parametreler	39
Çizelge 3.3. Çevrim noktalarına ait termodinamik özellikler	39
Çizelge 3.4. Bir boyutlu modele göre ejektörün karakteristik boyutları.....	70
Çizelge 4.1. Literatürdeki ve doğrulama çalışmasından elde edilen akış oranları.....	76
Çizelge 4.2. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (1.GRUP).....	79
Çizelge 4.3. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (2. GRUP).....	80
Çizelge 4.4. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (3. GRUP).....	81
Çizelge 4.5. Sınır şartları.....	83
Çizelge 4.6. Farklı türbülans modellerine göre elde edilen sonuçlar	84
Çizelge 4.7. Akış oranının NXP ile değişimi	91
Çizelge 4.8. Ejektör giriş ve çıkış kesitlerinde basıncın NXP ile değişimi	91
Çizelge 4.9. Akış oranının boğaz çapı ile değişimi.....	99
Çizelge 4.10. Basıncın oranının boğaz çapı ile değişimi	100
Çizelge 4.11. Akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi.....	107
Çizelge 4.12. Basıncın oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi	107
Çizelge 4.13. Akış oranının lüle açısı ile değişimi.....	115
Çizelge 4.14. Basıncın oranının lüle açısı ile değişimi	115
Çizelge 4.15. Akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	123
Çizelge 4.16. Basıncın oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	123
Çizelge 4.17. Akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi	131
Çizelge 4.18. Basıncın oranının difüzör uzunluğu ile değişimi	131
Çizelge 4.19. Akış oranının difüzör açısı ile değişimi	138
Çizelge 4.20. Basıncın oranının difüzör açısı ile değişimi.....	138

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Tren yolcu kompartımanlarında kullanılan ejektörlü soğutma sistemi	4
Şekil 2.2. Otomobil klimaları için ejektörlü soğutma sistemi.....	10
Şekil 3.1. Otobüs kliması genel görünüşü.....	16
Şekil 3.2. Otobüs klima sistemi.....	17
Şekil 3.3. Otobüs klima ünitesi	17
Şekil 3.4. Mevcut otobüs klima sistemi şematik görünüşü.....	19
Şekil 3.5. Mevcut otobüs klima sistemi P-h diyagramı	19
Şekil 3.6. Ejektörlü otobüs klima sistemi	20
Şekil 3.7. Ejektörlü otobüs klima sistemi P-h diyagramı.....	20
Şekil 3.8. Otobüs klima sisteminde kullanılan kompresör örneği	22
Şekil 3.9. Otobüs klima kompresörü detayı	23
Şekil 3.10. Klima kompresörü montajı	23
Şekil 3.11. Midibüs klima sisteminde kullanılan kompresör örneği.....	24
Şekil 3.12. Otobüs klima ünitesi ve yoğuşturucu örnekleri	25
Şekil 3.13. Otobüs klima ünitesinde kullanılan yoğuşturucu örneği	26
Şekil 3.14. Otobüs klima ünitesi ve buharlaştırıcı örnekleri.....	27
Şekil 3.15. Otobüs klima ünitesinde kullanılan buharlaştırıcı örneği	28
Şekil 3.16. Otobüs klimasında genleşme valfi montaj konumu.....	29
Şekil 3.17. Termostatik genleşme valfi örneği ve detayları.....	29
Şekil 3.18. Ejektör ve detayları	30
Şekil 3.19. Yakınsak-ıraksak lüle kesit görünüşü	31
Şekil 3.20. Yakınsak-ıraksak lülede akışkan özelliklerinin lüle boyunca değişimi a) Yoğunluk, b) Kesit alan, c) Hız, d) Basınç, e) Ses hızı, f) Mach sayısı	32
Şekil 3.21. Difüzördeki akışkan özelliklerinin difüzör boyunca değişimi a) Yoğunluk, b) Kesit alan, c) Hız, d) Basınç, e) Ses hızı, f) Mach sayısı	34
Şekil 3.22. Ejektör şematik gösterimi	40
Şekil 3.23. Boyutlandırmada kullanılan “i” ve “j” noktalarının P-h diyagramında gösterimi	40
Şekil 3.24. Mevcut klima deneyleri için şematik gösterim.....	51
Şekil 3.25. Ejektörlü klima deneyleri için şematik gösterim	51
Şekil 3.26. Test karkası tasarım ve imalat resimleri	52

Şekil 3.27. Test karkası iç ve dış trim montajına ait fotoğraflar	52
Şekil 3.28. Klima imalatına ait bir fotoğraf	53
Şekil 3.29. Klima imalatına ait bir fotoğraf	54
Şekil 3.30. Klima imalatına ait bir fotoğraf	54
Şekil 3.31. Sistemde kullanılan ejektör resmi	55
Şekil 3.32. Sistemde kullanılan ejektöre ait bir fotoğraf.....	55
Şekil 3.33. Üç fazlı elektrik motoru	56
Şekil 3.34. Klima kompresörü ve elektrik motoru montajı.....	56
Şekil 3.35. Klima kompresörü ve elektrik motoru montaj tablası teknik resmi	57
Şekil 3.36. Klima kompresörü ve elektrik motoru montaj tablası fotoğrafı	57
Şekil 3.37. Elektrik motoru kasnağı teknik resmi	58
Şekil 3.38. Elektrik motoru kasnak fotoğrafı	58
Şekil 3.39. Klima kompresörü tabla montajı	59
Şekil 3.40. Klima montajı	59
Şekil 3.41. Klima kompresörü montajı	60
Şekil 3.42. Elektrik motoru montajı.....	60
Şekil 3.43. Alternatör montajı.....	61
Şekil 3.44. Akü montajı	61
Şekil 3.45. Basınç ve sıcaklık sensörü montajı.....	62
Şekil 3.46. Bağıl nem ve hava hızı sensörü montajı	62
Şekil 3.47. Ölçüm cihazları genel görünüşü	63
Şekil 3.48. Hava hızı ölçüm cihazları	63
Şekil 3.49. Polikarbon malzemeden imal edilen debiölçerde meydana gelen çatlama problemi	64
Şekil 3.50. Paslanmaz çelik malzemeden imal edilen türbin tipi debiölçer.....	64
Şekil 3.51. Yeni debimetreye göre deney düzeneği son şekli.....	65
Şekil 3.52. Deney düzeneği.....	66
Şekil 3.53. Mevcut durum deneyleri için ölçüm sistemi şematik gösterimi	67
Şekil 3.54. Ejektörlü durum deneyleri için ölçüm sistemi şematik gösterimi	67
Şekil 3.55. HAD analizi için oluşturulan ejektör modeli	70
Şekil 3.56. FLUENT çözüm modeli	71
Şekil 3.57. DesignModeler ortamındaki ejektör modeli	71
Şekil 3.58. Ejektör modelinin ağ yapısı	72

Şekil 3.59. Ejektör modelinin ağ detayı.....	73
Şekil 3.60. FLUENT analiz ekranı.....	73
Şekil 4.1. Dörtgen ve üçgen ağ yapısı.....	74
Şekil 4.2. Literatür doğrulama çalışmasında kullanılan geometrik model ve ağ yapısı	75
Şekil 4.3. Literatür ve doğrulama çalışmasına göre akış oranlarının karşılaştırması.	76
Şekil 4.4. Ağ yapısında kullanılan sınır tabaka.....	77
Şekil 4.5. Ağ yapısının genel görünümü.....	78
Şekil 4.6. Boğaz bölgesindeki ağ yapısı.....	78
Şekil 4.7. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (1. GRUP).....	80
Şekil 4.8. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (2. GRUP).....	81
Şekil 4.9. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (3. GRUP).....	82
Şekil 4.10. Farklı ağ yapılarına göre akış oranlarının karşılaştırılması.....	82
Şekil 4.11. Ejektör geometrisi ve boyutları.....	85
Şekil 4.12. Lüle bölgesindeki hız konturu	86
Şekil 4.13. Lüle bölgesindeki Mach sayısı konturu	87
Şekil 4.14. Lüle bölgesindeki basınç konturu	88
Şekil 4.15. Lüle bölgesindeki hız akım çizgileri.....	89
Şekil 4.16. Lüle bölgesindeki hız vektörleri	90
Şekil 4.17. Akış oranının NXP ile değişimi.....	92
Şekil 4.18. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının NXP ile değişimi	92
Şekil 4.19. Hız konturunun NXP ile değişimi.....	93
Şekil 4.20. Basınç konturunun NXP ile değişimi	94
Şekil 4.21. Mach sayısı konturunun NXP ile değişimi	95
Şekil 4.22. Ejektör eksenindeki basıncın NXP'ye göre değişimi	96
Şekil 4.23. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu	96
Şekil 4.24. Ejektör eksenindeki hızın NXP'ye göre değişimi.....	97
Şekil 4.25. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu.....	97
Şekil 4.26. Ejektör eksenindeki Mach sayısının NXP'ye göre değişimi	98
Şekil 4.27. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu	98
Şekil 4.28. Kütleli debi ve akış oranının boğaz çapı ile değişimi.....	100
Şekil 4.29. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının boğaz çapı ile değişimi.....	100

Şekil 4.30. Hız konturunun boğaz çapı ile değişimi	101
Şekil 4.31. Basınç konturunun boğaz çapı ile değişimi	102
Şekil 4.32. Mach sayısı konturunun boğaz çapı ile değişimi	103
Şekil 4.33. Ejektör eksenindeki basıncın boğaz çapına göre değişimi	104
Şekil 4.34. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu	104
Şekil 4.35. Ejektör eksenindeki hızın boğaz çapına göre değişimi.....	105
Şekil 4.36. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu	105
Şekil 4.37. Ejektör eksenindeki Mach sayısının boğaz çapına göre değişimi	106
Şekil 4.38. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu	106
Şekil 4.39. Akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi.....	108
Şekil 4.40. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının karışım bölgesi çapı ile değişimi.....	108
Şekil 4.41. Hız konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi	109
Şekil 4.42. Basınç konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi	110
Şekil 4.43. Mach sayısı konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi.....	111
Şekil 4.44. Ejektör eksenindeki basıncın karışım bölgesi çapı ile değişimi	112
Şekil 4.45. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu	112
Şekil 4.46. Ejektör eksenindeki hızın karışım bölgesi çapı ile değişimi.....	113
Şekil 4.47. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu	113
Şekil 4.48. Ejektör eksenindeki Mach sayısının karışım bölgesi çapı ile değişimi .	114
Şekil 4.49. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu	114
Şekil 4.50. Akış oranının lüle açısı ile değişimi	116
Şekil 4.51. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının lüle açısı ile değişimi.....	116
Şekil 4.52. Hız konturunun lüle açısı ile değişimi	117
Şekil 4.53. Basınç konturunun lüle açısı ile değişimi	118
Şekil 4.54. Mach sayısı konturunun lüle açısı ile değişimi.....	119
Şekil 4.55. Ejektör eksenindeki basıncın lüle açısı ile değişimi	120
Şekil 4.56. Lüle açısı 0,772° mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu ..	120

Şekil 4.57. Ejektör eksenindeki hızın lüle açısı ile değişimi.....	121
Şekil 4.58. Lüle açısı $0,772^\circ$ için difüzör bölgesine girişteki hız konturu.....	121
Şekil 4.59. Ejektör eksenindeki Mach sayısının lüle açısı ile değişimi	122
Şekil 4.60. Lüle açısı $0,772^\circ$ için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu.	122
Şekil 4.61. Akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	124
Şekil 4.62. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi.....	124
Şekil 4.63. Hız konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	125
Şekil 4.64. Basınç konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	126
Şekil 4.65. Mach sayısı konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi.....	127
Şekil 4.66. Ejektör eksenindeki basıncın karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	128
Şekil 4.67. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu.....	128
Şekil 4.68. Ejektör eksenindeki hızın karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	129
Şekil 4.69. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu	129
Şekil 4.70. Ejektör eksenindeki Mach sayısının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi	130
Şekil 4.71. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu.....	130
Şekil 4.72. Akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi	132
Şekil 4.73. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının difüzör uzunluğu ile değişimi.....	132
Şekil 4.74. Hız konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi	133
Şekil 4.75. Basınç konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi	134
Şekil 4.76. Mach sayısı konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi.....	135
Şekil 4.77. Ejektör eksenindeki basıncın difüzör uzunluğu ile değişimi	136
Şekil 4.78. Ejektör eksenindeki hızın difüzör uzunluğu ile değişimi	137
Şekil 4.79. Ejektör eksenindeki Mach sayısının difüzör uzunluğu ile değişimi	137
Şekil 4.80. Akış oranının difüzör açısı ile değişimi	139
Şekil 4.81. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının difüzör açısı ile değişimi.....	139
Şekil 4.82. Hız konturunun difüzör açısı ile değişimi.....	140

Şekil 4.83. Basınç konturunun difüzör açısı ile değişimi.....	141
Şekil 4.84. Mach sayısı konturunun difüzör açısı ile değişimi	142
Şekil 4.85. Ejektör eksenindeki basıncın difüzör açısı ile değişimi.....	143
Şekil 4.86. Ejektör eksenindeki hızın difüzör açısı ile değişimi	143
Şekil 4.87. Ejektör eksenindeki Mach sayısının difüzör açısı ile değişimi.....	144



SİMGELER ve KISALTMALAR

<u>Simge</u>	<u>Adı</u>	<u>Birim</u>
A	Kesit alanı	$[m^2]$
COP	Soğutma etkinliği	$[-]$
d	Çap	$[m]$
f	Sürtünme katsayısı	$[-]$
h	Entalpi	$[J/kg]$
L	Uzunluk	$[m]$
M	Difüzör içerisindeki basınç farkı için adım sayısı	$[-]$
$\dot{m}$	Kütleli debi	$[kg\ s^{-1}]$
Ma	Mach sayısı	$[-]$
N	Lüle içerisindeki basınç farkı için adım sayısı	$[-]$
P	Basınç	$[Pa]$
P^*	Kompresör sıkıştırma oranı	$[-]$
$\dot{Q}$	Soğutma kapasitesi	$[W]$
Re	Reynolds sayısı	$[-]$
s	Entropi	$[J\ kg^{-1}\ K^{-1}]$
T	Sıcaklık	$[^{\circ}C]$
x	Kuruluk derecesi	$[-]$
V	Hız	$[m\ s^{-1}]$
Δ	Fark	$[-]$
ε	Pürüzlülük	$[m]$
η	Verim	$[-]$
μ	Dinamik viskozite	$[kg\ m^{-1}\ s^{-1}]$
ρ	Yoğunluk	$[kg\ m^{-3}]$
τ	Kayma gerilmesi	$[Pa]$
ϑ	Kinematik viskozite	$[m^2\ s^{-1}]$
ω	Karışım oranı	$[-]$
<u>Alt indisler</u>		
b	Buharlaştırıcı	
d	Difüzör	

f	Sürtünme
i	Lüledeki değişken nokta sayısı
is	İzentropik
j	Difüzördeki değişken nokta sayısı
k	Kompresör
l	Sıvı
m	Karışım bölgesi
n	Lüle
nc	Yakınsak lüle
nd	Iraksak lüle
nt	Boğaz çapı
v	Buhar

1. GİRİŞ

Geçmişten günümüze insanların yaşam alanlarında sürekli bir değişim ve gelişim söz konusudur. İnsanlar bulundukları ortamların daha yaşanabilir olması yönünde çaba sarf etmiş ve önceleri çok lüks olarak değerlendirilen bazı kavramlar günümüzde neredeyse vazgeçilmez bir standart halini almıştır. Bu standartlardan biri de çeşitli mekânların soğutulma ihtiyacı olarak karşımıza çıkmaktadır. Soğutma, bir yerdeki ısı enerjisinin başka bir yere aktarılması ve o yerdeki sıcaklığın dış ortam sıcaklığının altında bir sıcaklıkta tutulması olarak tarif edilebilir. Önceleri gıdaların soğuk bir yerde depolanmasına ihtiyaç duyulmasıyla çeşitli soğutma yöntemleri kullanılmıştır. Daha sonra yine gıdaların bir yerden bir yere taşınmasında soğutulmuş ortamlara ihtiyaç duyulmuş ve bu ihtiyacı karşılamaya yönelik çözümler üretilmiştir. Gıdaların soğukta muhafaza edilmesi ve taşınması için geliştirilen sistemler zaman içinde insanların daha rahat ortamlarda yaşaması veya çalışması amacıyla kullanılmaya başlanmıştır. İnsanların daha rahat ortamlarda yaşamaya yönelik çabaları sonucu günümüz konfor şartları ortaya çıkmıştır. Konfor şartlarından en önemlisi ise, insanların bulunduğu ortamın belirli bir sıcaklıkta tutulması olarak değerlendirilebilir. Dolayısı ile sıcaklığın yüksek olduğu mekânların soğutulması ve sıcaklığın, insanların kendilerini rahat hissettikleri bir hale, bir başka deyişle konfor şartlarına uygun duruma getirilmesi gerekmektedir.

Gelişen teknolojiye bağlı olarak konfor ihtiyaçları da artmış ve klima sistemleri ev, iş yeri ve araçlarda yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Taşıtlarda önceleri sadece otomobillerde kullanılmaya başlanan klima sistemleri, günümüz otobüslerinin neredeyse tamamında standart olarak kullanılmaktadır. Otobüslerin konfor şartlarının sağlanmasında ters Rankine çevrimine göre çalışan buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri kullanılmaktadır. Otobüs klima sisteminde, kompresör motora bağlı bir kayış-kasnak sistemi ile tahrik edilmekte olup, bu durum motora ek bir yük getirmekte ve dolayısı ile yakıt tüketimini artırmaktadır. Sınırlı enerji kaynaklarının verimli bir şekilde kullanılmasını sağlamak amacıyla soğutma sistemlerinde de çeşitli iyileştirme ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Bu çalışmalardan biri de buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde genleşme işlemi esnasında ortaya çıkan enerjinin faydalı işe dönüştürülmesi çabalarıdır. Mevcut durumda soğutucu akışkanın sıcaklığını düşürmek

amacıyla, soğutucu akışkan bir genişleme vanasından geçmekte, basıncı yoğunlaştırıcı basıncından buharlaştırıcı basıncına düşürülmektedir. Bu esnada ortaya çıkan enerji ise herhangi bir faydalı işe dönüşmeden kaybolmaktadır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sisteminde soğutucu akışkanın genişmesi esnasında ortaya çıkan enerjinin bir kısmı, sisteme ejektör ilave edilerek geri kazanılabilmektedir.

Alternatif yakıt arayışları devam etmekle birlikte günümüz otobüslerinde halen petrol türevi yakıtlar kullanılmaktadır. Petrol türevi yakıtların çevreye verdikleri zarar ve bunların rezervi ile ilgili endişeler henüz giderilebilmiş değildir. Rezervleri sınırlı olan petrol türevi yakıtların, çevreye verdikleri zararlar nedeniyle de tüketimlerinin mümkün olduğunca azaltılması konusunda yoğun çaba harcanmaktadır. Yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalardan biri olan ejektörlü klima sistemi sayesinde de sistemin soğutma etkinliği artmakta, kompresörün harcadığı enerji ve dolayısı ile otobüslerin yakıt tüketimi azalmaktadır. Yapılan çalışmalara göre ejektörlü otobüs klima sistemlerinde, soğutma etkinliğinin %15 oranında artırılması mümkündür. Bu sayede klimanın yoğunlaştırıcı, buharlaştırıcı ve kompresör gibi elemanlarının daha küçük boyutlarda seçilmesi sağlanabilmektedir. Söz konusu elemanların boyutlarının küçülmesi ile klimanın toplam ağırlığında bir hafifleme olmaktadır. Bu hafiflemenin de yakıt tüketimine olumlu katkı sağlayacağı aşîkârdır.

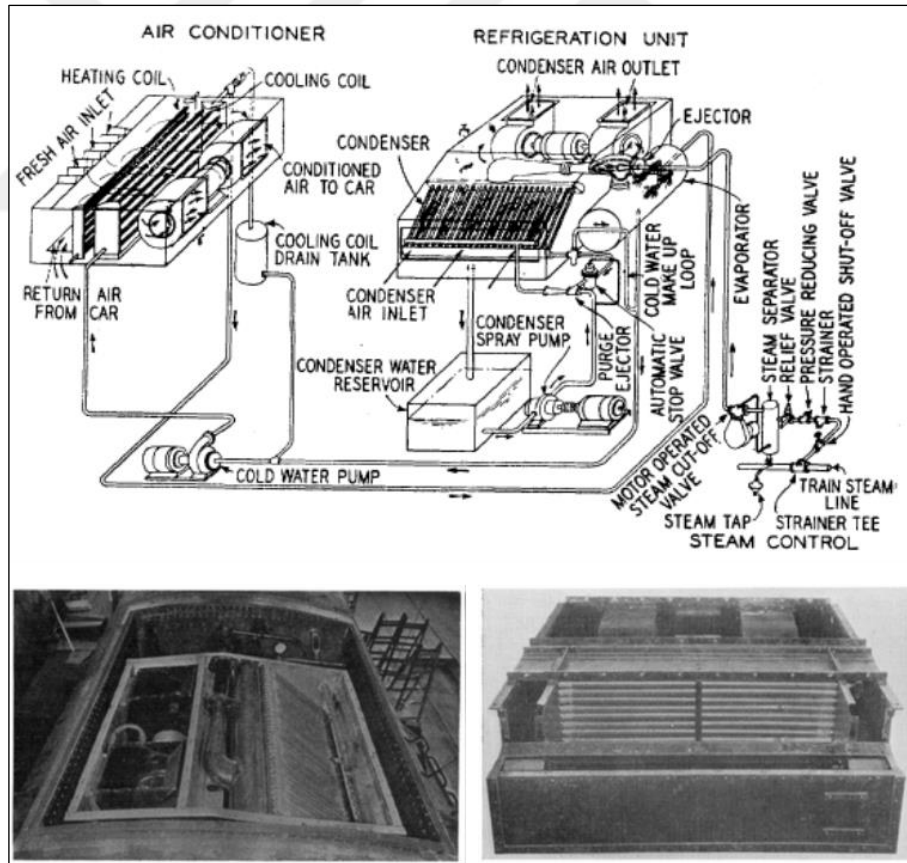
Ejektörlerin boyutlandırılmasında kullanılan yöntemlerin birçoğunda, ejektörde tek boyutlu akış olduğu varsayımı yapılmış ve akış analizlerinde ideal gaz denklemleri kullanılmıştır. Bu çalışmada Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi kullanılarak ejektördeki akış iki boyutlu olarak analiz edilmiştir. Bu sayede ejektördeki akışı gerçek duruma daha uygun halde modellemek mümkün olabilmektedir. Analizlerde ideal gaz varsayımı yerine, otobüs klima sistemlerinde kullanılmakta olan R134a soğutucu akışkanı için gerçek gaz özellikleri kullanılmıştır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği analizleri FLUENT paket programı kullanılarak yapılmıştır. Ejektörün HAD analizinde ejektördeki akış iki boyutlu olarak modellenmiş ve ağ yapısı buna göre belirlenmiştir. Daha sonra ağ bağımsızlığı, sınır şartları, akışkanın termodinamik özellikleri ve yakınsama şartları gibi parametreler dikkate alınarak ejektördeki akış analizinde kullanılacak türbülans model belirlenmiştir. Ejektör için en uygun boyutların belirlenebilmesi için de lüle konumu, boğaz çapı, karışım bölgesi

giriş çapı ve uzunluğu, ıraksak lüle açısı ve uzunluğu, difüzör açısı ve uzunluğu gibi parametrelerin akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar aynı zamanda TÜBİTAK 1001 programı kapsamında gerçekleştirilen 112M167 no'lu proje çalışmalarından elde edilen sonuçlar ile de karşılaştırılmıştır.



2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Ejektör 1901 yılında buhar motorunun yoğuşturucusundaki havayı uzaklaştırmak amacıyla Sir Charles Parson tarafından icat edilmiş ve daha sonra 1910 yılında Maurice Leblanc tarafından buhar-jet soğutucu sistemlerinde kullanılmıştır (Gosney, 1982; Stoecker, 1958). Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinin gelişmesiyle birlikte ejektörlü soğutma sistemlerindeki araştırmalar geri planda kalmıştır. Artan küresel ısınma ve enerjiden maksimum seviyede faydalanma gibi etkenler ejektörlü soğutma sistemlerini tekrar gündeme taşımıştır. Soğutma sistemlerindeki kayıp enerjinin ejektör kullanmak suretiyle faydalı işe dönüştürülebilmesi, ejektörlü soğutma sistemlerinin güneş enerjisi veya diğer atık ısı enerjilerini de kullanmaya müsait bir sistem olması gibi nedenler, araştırmacıların ejektörlü soğutma sistemlerine olan ilgisini artırmıştır.



Şekil 2.1. Tren yolcu kompartımanlarında kullanılan ejektörlü soğutma sistemi

Ejektörler birçok alanda farklı amaçlarla kullanılabilir. Buhar-jetli soğutma sistemleri, güneş enerjisi destekli soğutma sistemleri, buhar sıkıştırımlı soğutma sistemleri gibi çeşitli soğutma sistemlerinde de ejektör kullanımını görmek mümkündür. Ashley (1934), demiryolu vagonlarının soğutması için su buharı ile çalışan bir ejektörlü soğutma cihazı icat etmiştir (Ashley, 1934). Sistem, teorik olarak modellenmesinin yanı sıra deneysel olarak bir vagon üzerinde uygulanmış ve test edilmiştir. Şekil 2.1, bu sistemin şematik tasarımını ve uygulamanın resimlerini göstermektedir. Keenan ve Neumann (1942) ve Keenan ve ark. (1950), ejektörlerle ilgili teorik çalışmalar için bir referans niteliğindedir (Keenan vd., 1950; Keenan & Neumann, 1942). Bu araştırmalarda akışkan olarak hava kullanan bir ejektörün matematiksel bir modeli geliştirilmiştir. Havanın ideal gaz ve karışım bölgesinin sabit kesit alanına sahip olduğu varsayılmıştır. Elde edilen teorik bulgular da deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

Hsu (1984), ejektörlü ısı pompalarının verimliliği üzerine analitik bir analiz yapmıştır. Mevcut ejektör tasarım yaklaşımları kullanılarak, ejektörün optimal boyutları belirlenmeye çalışılmıştır. Kornhauser, R11, R12, R22, R113, R114, R500, R502 ve R717'yi soğutucu akışkan olarak kullanan buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde ejektörlerin kullanımına ilişkin araştırmasında, ejektörün genleşme vanası işlevi gördüğü sistemin soğutma etkinliğini değerlendirmiştir. Elde edilen verilere göre, sisteme bir ejektör eklenmesi soğutma etkinliğinde %21'lik bir artışla sonuçlanabileceği görülmüştür (Kornhauser, 1990). Huang ve ark. (1999) ve Huang ve Chang (1999), tek boyutlu akış varsayımını kullanarak ejektörlü soğutma sisteminin etkinliğini hesaplamışlardır. Analitik bulguları doğrulamak için 11 farklı ejektör ve R141b soğutucu akışkan ile deneyler yapılmıştır. Test bulgularına dayalı hesaplamalarda etkinlik katsayısı için ampirik formüller verilmiştir. Ampirik denklemler kullanılarak hesaplanan kütle oranı ile analitik olarak elde edilen değerler arasında %10'luk bir fark olduğu tespit edilmiştir (Huang vd., 1999; Huang & Chang, 1999). Aly ve ark. (1999) bir buhar-jetli ejektör simülasyon yazılımı geliştirmişlerdir. Kazan basıncı, evaporatör sıcaklığı ve ejektör basıncı gibi faktörlerin kütle oranı üzerindeki etkileri araştırılmış ve deneysel bulgular ile ampirik denklem değerlerinin uyumlu olduğu ortaya konmuştur (Aly vd., 1999). Ouzzane ve Aidoun (2003) çalışmalarında soğutma çevrimlerinde ejektörler için matematiksel bir model

oluşturmuştur. Akış, REFPROP yazılımındaki soğutucu akışkan özellikleriyle tek boyutlu ve sıkıştırılabilir olarak kabul edilmiştir. Farklı parametrelerin sistem performansı üzerindeki etkileri araştırılmış ve bulgular grafiksel olarak gösterilmiştir. Sonuç olarak, karışım bölgesinin uzunluğu kadar lüle konumunun da sistem performansı açısından önemli bir parametre olduğu belirlenmiştir (Ouzzane ve Aidoun, 2003).

Hernandez (2004), mekanik kompresörlü bir soğutma sistem ile ejektörlü bir soğutma sisteminin birlikte çalıştırılması üzerine bir araştırma yapmıştır. Hibrit sistemde R142b ve R134a soğutucuları kullanılmıştır. Sistem performansı 0,48 olarak bulunmuş ve hibrit sistemde soğutucu akışkan seçiminin önemi vurgulanmıştır (Hernández vd., 2004). Al-Ansary (2004), ejektörlü soğutma ve ısıtma sistemlerinin performansını iyileştirme yöntemlerini araştırmış ve bir boyutlu ve tek fazlı akış varsayımı yerine, ejektörde bir boyutlu ve iki fazlı akış varsayımını kullanarak matematiksel bir model geliştirmiştir. Araştırmaya göre, sistem performansı için en kritik faktörlerin kütle oranı ve ejektör giriş basıncı olduğu vurgulanmıştır (Al-Ansary, 2004).

Selvaraju ve Mani (2004), ejektörlü soğutma sisteminde çevre dostu soğutucu akışkanlar kullanırken sistem verimliliğini artırmaya çalışmışlardır. Soğutucu akışkan olarak R134a, R152a, R290, R600a ve R717 seçilmiş ve analizler tek boyutlu akış varsayımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir (Selvaraju ve Mani, 2004). Yapıcı ve Ersoy araştırmalarında, sabit kesitli ejektörlü soğutma sisteminin performans parametrelerini teorik olarak değerlendirmişlerdir. Araştırmada kullanılan soğutucu akışkan R123'tür. Kondenser ve evaporatör sıcaklıklarının sistem performansı üzerindeki etkilerinin, kazan sıcaklığının etkilerinden daha büyük olduğu sonucuna varmışlardır (Yapıcı ve Ersoy, 2005). Huang ve ark. (2006), ejektörlü soğutma sisteminde pompa yerine ısı pompası olarak kazan kullanan bir soğutma sistemi tasarlamışlardır. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş ve testlerde sistem performansının 0,218 ve soğutma kapasitesinin 0,786kW olduğu görülmüştür. Sistemin hareketli bileşenlerinin olmamasının önemli bir fayda sağladığı vurgulanmıştır (Huang vd., 2006).

Bergander (2006), geleneksel soğutma çevrimine ejektör ekleyerek performansını iyileştirmeyi amaçlamıştır. Kompresörden çıkan soğutucu akışkan bir ejektöre girer,

burada yoğunlaşır ve difüzör tarafından sıkıştırılır. Bu, kompresörün sıkıştırma oranını artırır. Teorik bulgulara göre %38 artışın olduğu sistemde, R22 ile deneyler yapılmış ve performansta %16'lık bir artış görülmüştür (Bergander, 2006). Yu ve ark. (2006), geleneksel ejektörlü soğutma çevrimine ikinci bir ejektör ekleyerek kompresörün soğutucu akışkanını sıkıştırmak için harcadığı enerjiyi azaltmıştır. Araştırmada R134a ve R152a soğutucu akışkanları için analizler yapılmıştır. Bu sistemin performansı ile geleneksel ejektör sistemi karşılaştırılmış ve yeni sistemin daha iyi performans gösterdiği tespit edilmiştir (Yu vd., 2006). Yapıcı ve Yetişen (2007), ejektörlü soğutma sisteminde R11 soğutucu akışkan kullanarak deneysel bir araştırma yapmışlardır (Yapıcı ve Yetişen, 2007). Yu ve ark. (2008), bir ejektör ekleyerek geleneksel soğutma çevrimini değiştirmiştir. Bu sayede kompresör sıkıştırma oranı iyileştirilmiş ve sistem performansında %19,1'lik bir iyileşme sağlanmıştır. Araştırmada, soğutucu olarak R23/R134a kombinasyonu kullanılmıştır (Yu vd., 2008).

Yapıcı (2008) ve Yapıcı ve ark. (2008), soğutucu olarak R123 kullanan ejektörlü soğutma sistemi üzerinde deneyler yapmışlardır. Sistem performansı, burada elde edilen bulgulara göre hesaplanmıştır. Sonuç olarak, kazan sıcaklığı 98°C, evaporatör sıcaklığı 10°C ve kondenser basıncı 129 kPa olması durumunda sistem etkinliğinin 0,39 olacağı belirtilmiştir (Yapıcı vd., 2008; Yapıcı, 2008). Zheng ve ark. (2009), soğutucu olarak R134a'yı kullanan ejektörlü soğutma sistemini araştırmışlardır. Evaporatör, kondenser ve kazandaki sıcaklıklarının, sistem performansını ne şekilde etkilediklerini görmek için çalışma yapılmıştır (Zheng vd., 2009).

Huang ve ark. (1998), soğutucu akışkan olarak R141b'yi kullanan ve güneş enerjisi ile çalışan bir ejektörlü soğutma sistemi tasarlamış ve test etmişlerdir. Kazan sıcaklığı 90°C, kondenser sıcaklığı 28°C ve evaporatör sıcaklığı 8°C iken COP değeri 0,5 olmuştur. Güneş kolektörlerinin verimi dikkate alınarak sistemin toplam verimi 0,22 olarak hesaplanmıştır (Huang vd., 1998). Ersoy ve Yapıcı (2003), güneş enerjisiyle çalışan ejektörlü soğutma sisteminin performansını değerlendirmişlerdir. Sisteminin kalbi olarak kabul edilen ejektörün boyutlarını belirlemek için karışım bölgesinde sabit alan modeli kullanılmıştır. Lüle, difüzör ve karışım bölgesi kayıpları da ejektör çalışmasına dahil edilmiş ve soğutucu akışkan olarak R123 seçilmiştir. Güneş enerjisi destekli ejektörlü soğutma sisteminin optimal performans katsayısı belirlenmeye

alışılmıştır. Araştırmaya göre 3,5 kW soğutma kapasitesi için 15 m² güneş enerjisi kolektör alanına ihtiyaç duyulmaktadır (Ersoy ve Yapıcı, 2003). Shen (2005), çalışmasında gaz-sıvı ejektörlerinin bir güneş enerjisi soğutma sisteminde nasıl kullanılabileceğini açıklamıştır. Sistemde iki adet ejektör kullanılmıştır. Birincisi evaporatörden yoğuşturucuya giden gaz halindeki akışkanın basıncını arttırmak için, ikincisi ise yoğuşturucudan gelen sıvı akışkanı güneş enerjisi sistemine yani kazana pompalamak için kullanılmıştır. Sistemdeki su ve diğerk soğutucu akışkanların kullanımına dayalı olarak analizler yapılmış ve genel sistem performansının akışkan tipine bağlı olarak 0,04 ile 0,26 arasında değiştiği ortaya konmuştur (Shen vd., 2005).

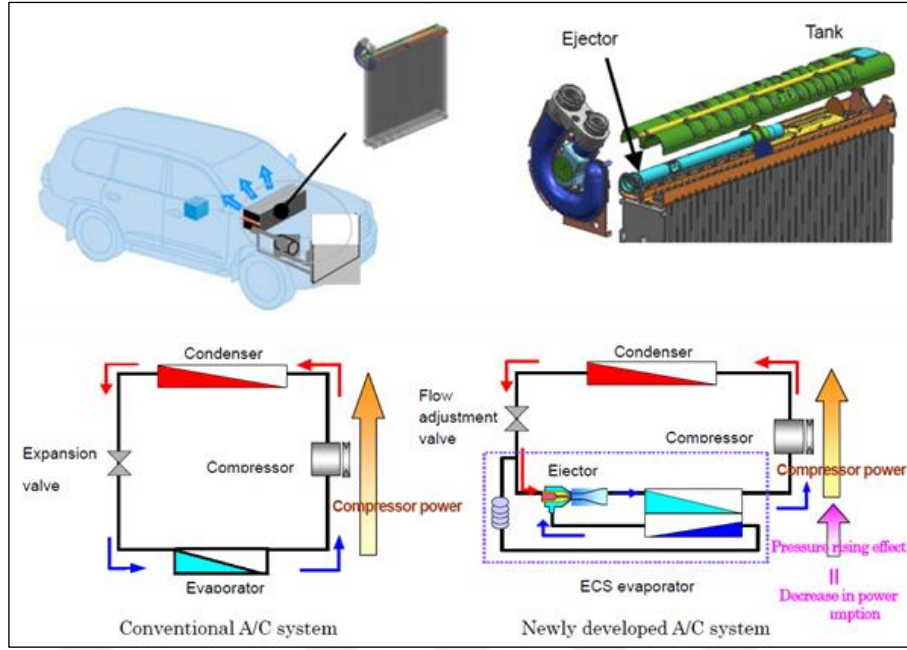
Vidal ve ark. (2006) ise güneş enerjili ejektörlü soğutma sisteminin performansının saatlik dalgalanmasını değerlendirmiştir. Soğutucu akışkan olarak R141b seçilmiş ve Brezilya için geçerli olan meteorolojik veriler kullanılmıştır. Atık ısı kaynaklarının ejektörlü soğutma sistemi kullanılarak değerlendirilebileceği vurgulanmıştır (Vidal vd., 2006). Pridasawas ve Lundqvist (2007) araştırmalarında, R600a soğutucu akışkan için güneş enerjili bir ejektörlü soğutma sistemini incelemişlerdir. Araştırma, sistem performansının 0,48 olduğunu ortaya koymuştur (Pridasawas & Lundqvist, 2007). Güneş enerjisiyle çalışan ve soğutucu olarak su kullanan bir ejektörlü soğutma sistemi, Varga ve ark. (2009) tarafından teorik olarak hesaplanmıştır. Araştırmada farklı çalışma koşullarına göre ejektör boyutları oluşturulmuştur (Varga vd., 2009). Soğutucu akışkan olarak R22'nin kullanıldığı hibrit ejektörlü soğutma sisteminin faydaları Huang ve ark. (2009) tarafından vurgulanmıştır. Araştırmaya göre, ejektör sayesinde, geleneksel sistemin kondenser sıcaklığının 12,6°C ile 7,3°C arasında düşülerek, kompresöre verilen enerjinin %81,2 ila %34,5'inin geri kazanılabileceği sonucuna varılmıştır (Huang vd., 2009).

Menegay ve Kornhauser (1996) araştırmalarında, buhar sıkıştırmalı soğutma sistemine ejektör eklenmesiyle performans artışını incelemişlerdir. Soğutucu akışkan olarak R12'nin kullanılmasının %10'luk bir iyileşme ile sonuçlandığı belirtilmiştir (Menegay & Kornhauser, 1996). Richter ve ark. (2006), bir ejektörlü soğutma sistemini araştırmışlar ve Kyoto Protokolüne uygun araç klimalarında R134a yerine CO₂ kullanılması durumu için bir simülasyon yazılımı geliştirmişlerdir (Richter vd., 2006). Nehdi ve ark. (2007) tarafından, ejektör geleneksel buhar sıkıştırmalı soğutma

sisteminde bir genleşme valfi olarak kullanılmıştır. Araştırmada birçok soğutucu akışkan kullanılarak sistem performansı incelenmiş ve en uygun soğutucu akışkanın R141b olduğu belirlenmiştir (Nehdi vd., 2007). Zha ve ark. (2007), CO₂ ile çalışan bir ejektör soğutma sisteminde ejektör boyutlarının parametrik hesabı için matematiksel bir model geliştirmişlerdir (Zha vd., 2007). Chaiwongsa ve Wongwises (2007, 2008), genleşme valfi olarak kullanılan bir ejektörün soğutma etkinliği üzerinde boğaz çapının etkisini incelemişlerdir. Deneyler, boğaz çapları 0,8 mm, 0,9 mm ve 1,0 mm olan ejektörlerle yapılmıştır. Araştırma, 0,8 mm çaplı ejektörün COP değerinin en büyük, 1,0 mm çaplı ejektörün COP değerinin ise en düşük olduğunu göstermiştir. Ancak testler, 0,8 mm çapındaki ejektörün düşük akış hızı nedeniyle sistemin taleplerini karşılayamadığını ortaya koymuştur (Chaiwongsa & Wongwises, 2007, 2008).

Bergander ve ark. (2009), bir ejektör kullanmak suretiyle ekstra sıkıştırma sağlamak ve kompresör çıkışındaki soğutucu akışkan basıncını yükselterek sistem performansında iyileştirme sağlamak amacıyla bir çalışma yapmışlardır. Deneysel çalışma, ejektörün aşırı yüksek basınçlara dayanıklı olması gerektiğini ortaya koymuştur. Ayrıca geleneksel soğutma çevrimine bir ejektör ilave edilmiş ve ejektörün ikinci bir kompresör işlevi gördüğü kabulüne dayanan teorik bir çalışma yapılmıştır (Bergander vd., 2009). Kairouani ve ark. (2009), soğutma sisteminde çift evaporatör ve ejektör kullanılmasını önermişlerdir. Kademeli sıkıştırmanın sistem performansını iyileştirebileceği belirtilmiştir (Kairouani vd., 2009).

Omi ve Dijkstra (2009) Denso'da yaptıkları bir araştırma ile araç klima sistemlerinde ejektör kullanımını ticarileştirmişlerdir. Denso'nun sistemi Şekil 2.2'de şematik olarak görülmektedir. Denso araştırmasına göre, otomobil klimalarında standart soğutma sistemine bir ejektör eklenmesi, klima kompresörünün motordan %11 ila %24 daha az güç kullanmasını sağlamaktadır (Omi & Dijkstra, 2009).



Şekil 2.2. Otomobil klimaları için ejektörlü soğutma sistemi

Sarkar (2010) araştırmasında genleşme valfi olarak ejektör kullanmış ve amonyak, propan ve izobütan için teorik analiz bulgularına göre sistemin soğutma performansındaki artışlar, sırasıyla %21,6, %17,9 ve %11,9 olarak bulunmuştur. Soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanan ejektörlü soğutma sistemine ilişkin teorik ve pratik bulgular Guangming ve ark. (2010) tarafından sunulmuştur (Guangming vd., 2010). Ünal ve Yılmaz (2015) tarafından ejektörlü otobüs klimaları üzerinde yapılan çalışmada, ejektörlü ve iki kademeli evaporatörlü otobüs klima sisteminin termodinamik analizi yapılmıştır. Termodinamik analizlerde ejektördeki karışım işleminin sabit kesit alan ve sabit basınçta gerçekleştiği kabul edilmiştir. Elde edilen bulgulara göre, mevcut otobüs klima sisteminin ejektör ile desteklenmesi durumunda, soğutma etkinliğinde %15’lik artış sağlanabileceği sonucuna varılmıştır (Ünal ve Yılmaz, 2015).

Ünal (2015) tarafından yapılan çalışmada ise, bir otobüs klima sisteminde kullanılabilecek ejektör boyutları analitik ve sayısal yöntemler kullanılarak hesaplanmıştır. Öncelikle, ejektörlü soğutma çevriminin termodinamik analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre ejektör boyutları belirlenmiştir. Soğutucu akışkan olarak R134a kullanılan midibüs ve otobüsün soğutma yüklerinin sırasıyla 14 kW ve 32 kW olduğu varsayılmıştır. Bu soğutma yüklerine göre midibüs ve otobüs

için ejektörün toplam uzunluğu sırasıyla 480,8 mm ve 793,1 mm olarak hesaplanmıştır. Ayrıca, bir midibüs kliması ejektörlü hale getirilerek deneysel çalışmalar yapılmış, elde edilen sonuçlar teorik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (Ünal, 2015). Ejektörlü otobüs ve midibüs klimaları için en uygun tasarım parametrelerinin belirlenmesi için de yine Ünal ve ark. (2017) tarafından bir çalışma yapılmıştır (Ünal vd., 2017).

Rusly ve ark. (2005) tarafından ejektördeki akış dinamiklerini araştırmak için, sonlu hacim yaklaşımı kullanılarak çeşitli ejektör modelleri oluşturulmuştur. Araştırmada, ejektör lüle konumunun kritik bir parametre olduğu ortaya konmuştur (Rusly vd., 2005). Watanawanavet (2008), yüksek verimli ejektör geometrisini optimize etme üzerine bir araştırma sunmuştur. Lüle çap oranı değiştirilerek ve çeşitli Mach değerlerinde analizler yapılmıştır. Oluşturulan matematiksel modelin çözümünde FLUENT yazılımı kullanılmıştır. En iyi lüle çap oranı ve uzunluğu ile en iyi basınç değerleri belirlenmeye çalışılmıştır (Watanawanavet, 2008). Pianthong ve ark. (2007), HAD yöntemini kullanarak ejektör soğutma sisteminin geliştirilmesi amacıyla bir çalışma yapmışlardır. HAD yöntemi ile yapılan analizler deneysel sonuçlarla doğrulanmıştır. Yapılan bu çalışmada iki farklı model oluşturulmuştur. Birinci modelde ejektördeki akış eksenel simetrik olarak çözülmüştür. İkinci modelde ise üç boyutlu olarak analiz edilmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında emiş bölgesinde akış hızının düşük olması nedeniyle her iki çözüm sonuçlarının birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Ayrıca yapılan çalışmada farklı çalışma koşullarında değişik ejektör yapıları da incelenmiştir (Pianthong vd., 2007). Sriveerakul ve ark. (2007) tarafından HAD yöntemi kullanılarak ejektör performansının hesaplanması ile ilgili çalışma yapılmıştır. Çalışma basıncının ve ejektör geometrisinin akış yapısı üzerindeki etkileri incelenmiş, HAD yöntemi ile elde edilen sonuçlar deneysel verilerle karşılaştırılarak doğrulanmıştır (Sriveerakul vd., 2007).

Utomo ve ark. (2008) lüle çıkışında karışım bölgesinde daralma açısının ejektör performansına etkisini HAD yöntemini kullanarak incelemişlerdir. Sabit basınçta karışım bölgesinde ses üstü hızlarda HAD analizi yapmışlar, sonuçları deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. HAD yöntemi ile hesaplanan sonuçların deneysel sonuçlar ile örtüştüğü sonucuna varmışlardır (Utomo vd., 2008). Scott ve ark. (2008),

HAD analiz yaklaşımını kullanarak soğutma çevriminin süpersonik ejektörlerin performansı üzerindeki farklı faktörlerin etkisini araştırmışlardır. Araştırmada soğutucu akışkan olarak R245fa kullanmışlardır (Scott vd., 2008).

Liao (2008) yaptığı çalışmada gaz ejektörü tasarımı ve performans analizi için genelleştirilmiş bir ejektör modeli geliştirmiştir. Bu modelde sabit basınç ve sabit kesit alana sahip ejektörde tek boyutlu akış analizi yapılmıştır. Birincil akışta meydana gelen şoklar da bu modele dahil edilmiştir. Ejektörü modellemek için FLUENT yazılımı kullanılmıştır. HAD simülasyonunu doğrulamak için deneysel çalışmalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır (Liao, 2008). Watanawanavet (2008) tarafından HAD yöntemi kullanılarak yüksek verimli ejektörün optimizasyonu üzerine bir çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada lüledeki giriş ve çıkış hızları incelenmiştir. Değişik lüle geometrileri için farklı kütleli debi girişleri incelenmiştir. Farklı lüleler ve farklı kütleli debiler için çıkış hızları hesaplanmıştır (Watanawanavet, 2008).

Zhu ve ark. (2009), ejektör performansını etkileyen en kritik geometrik özelliklerden ikisi olan lüle çıkış ucu konumu ve karışım bölgesi giriş açısının optimal değerlerini bulmaya çalışmışlardır. Çeşitli çalışma koşulları altında 95 farklı ejektör ile birçok deneme yapılmış ve bulgular grafiksel olarak rapor edilmiştir (Zhu vd., 2009). Schmidt ve ark. (2009), yoğunluşturucu çift fazlı akış ejektör modellemesini araştırmışlardır. Zhu ve ark. (2009) tarafından yapılan çalışmada da ejektör performansını etkileyen en önemli iki geometrik parametre olan lüle çıkış ucu pozisyonu ve karışım bölgesi giriş açısına ait optimum değerlerin belirlenmesine çalışılmıştır. 95 farklı ejektör ile değişik çalışma şartları altında birçok deney yapılmış, elde edilen sonuçlar grafikler halinde sunulmuştur (Zhu vd., 2009). Schmidt ve ark. (2009) yoğunluşturucu çift fazlı akış ejektörün modellenmesi ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Yapılan çalışmada analizler 0,3 saniye boyunca simüle edilmiştir (Schmidt vd., 2009). Kong ve ark. (2012) tarafından karışım bölgesinde kanatçık etkisinin ses üstü hızlarda ejektör ve difüzördeki etkileri FLUENT ortamında HAD yöntemi ile analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada ikincil akışın girişine kanatçıklar yerleştirilmiştir. Kanatçıksız durum deneysel sonuçlar ile doğrulandıktan sonra kanatçıklı durum modellenerek analizler yapılmıştır. Kanatçıkların etkisi üç ana grupta incelenmiştir. Bunlardan ilki kanatçıkların pozisyonudur. Kanatçık lüle çıkışından karışım bölgesi çapı kadar uzağa

yerleştirildiğinde en verimli sonuçlar alınmıştır. İkinci olarak farklı kanatçık uzunlukları incelenmiştir. Yapılan çalışmalarda karışım bölgesi çapından 14 kat uzun kanatçık ile en etkili sonuç alınmıştır. Üçüncü olarak kanatçık sayısının etkisi incelenmiştir. Yapılan analizlerde üç kanatçıklı modelin ejektör üzerinde en iyi etkiyi yarattığı tespit edilmiştir (Kong vd., 2012).

Colarossi ve ark. (2012) soğutucu akışkan olarak R245fa kullanılan ejektörlü soğutma sisteminin performans analizini HAD yöntemini kullanarak yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar aynı zamanda kurulan bir deney düzeneği ile de doğrulanmaya çalışılmıştır (Colarossi vd., 2012). Yuan ve ark. (2015) ise yapmış oldukları çalışmada buhar ejektörlü ısı pompasının üç boyutlu modelini HAD yöntemi kullanarak incelemiştir. Ejektördeki basınç ve hız dağılımı belirlenmeye çalışılmış, sürüklenme oranına bağlı olarak sistemin etkinliğindeki değişim incelenmiştir. Sabit kesit alanına sahip olan karışım bölgesi çapının, lüle boğaz çapına oranı yaklaşık 3,4 olarak ve karışım bölgesi uzunluğunun, yine karışım bölgesi çapının 6 katı kadar olması gerektiği sonucuna varılmıştır. Farklı difüzör uzunluklarına göre de optimum difüzör açısı belirlenmiştir (Yuan vd., 2015).

Mazzelli ve Milazzo (2015) yapmış oldukları çalışmada yaygın olarak kullanılan HAD yöntemindeki farklı türbülans modellerinin etkilerini görmek için süpersonik bir hava ejektörü üzerinde sayısal ve deneysel analizler yapmışlardır. Farklı çalışma koşullarındaki deneysel sonuçlar 2D ve 3D simülasyonlarla karşılaştırılmıştır. Dört farklı türbülans modeli ($k - \varepsilon$, $k - \varepsilon$ gerçekleştirilebilir, $k - \varepsilon$ SST ve Stress- ω) ile analizler yapılmıştır. Sayısal ve deneysel sonuçlar arasındaki farkları yorumlamak için kapsamlı bir analiz yapılmıştır. Türbülans modelleri içinde $k - \varepsilon$ SST modelinin genellikle en iyi performansı gösterdiği sonucuna varılmıştır (Mazzelli & Milazzo, 2015). Palacz ve ark. (2015) tarafından yapılan çalışmada, soğutucu akışkan olarak CO₂ kullanılan ejektörün karışım bölgesi geometrisi optimize edilmiştir. Ejektördeki akış HAD yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Ejektör süpermarketlerde kullanılan CO₂ soğutma sistemlerinin etkinliğini artırmak amacıyla tasarlanmıştır. Ejektör performansı ve karışım bölgesi çapı arasında çok güçlü bir ilişki olduğu sonucuna varılmıştır (Palacz vd., 2015). Giacomelli ve ark. (2016), HAD yöntemi kullanarak süpersonik bir ejektör içerisindeki akışın modellenmesi ile ilgili bir çalışma

yapmışlardır. Bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiştir. Ejektördeki akış iki farklı modeller kullanılarak simüle edilmiştir. Her iki yaklaşımın avantaj ve dezavantajları sıralanmıştır (Giacomelli vd., 2016).

Elhub ve ark. (2018) optimum lüle çıkış noktasını belirlemek için, ejektör lüle çıkış noktasının karışım bölgesine girişine olan mesafe değişken olacak bir model üzerinde çalışma yapmışlardır. Birincil ve ikincil akışın hızları optimum sürüklenme oranını elde etmek için değiştirilmiştir. Soğutucu akışkan olarak sistemde yaygın olarak kullanılan R134a seçilmiştir. HAD yöntemi kullanılarak yapılan çalışmada optimum lüle çıkış pozisyonunun, büyük oranda lüle giriş basıncı ve sıcaklığına bağlı olduğu görülmüştür (Elhub vd., 2018). Taleghani ve ark. (2018) yaptıkları çalışmada, soğutma sistemlerinde genleşme valfinde ortaya çıkan enerjinin geri kazanımını sağlamak için çift fazlı ejektör kullanmışlardır. Bu tür ejektörleri tasarlamak ve performanslarını araştırmak için hem tek kademeli hem de çift kademeli koşullar için yeni bir termodinamik model geliştirmişlerdir. Homojen denge modeline dayanan bu modelde, ideal gaz varsayımlarından ziyade gerçek akışkan özellikleri kullanılmıştır (Taslimi Taleghani vd., 2018). Li ve ark. (2019) yaptıkları çalışmada, tropik bölgelerde çalışan frigorifik kamyonlarda kullanılan ejektörlü soğutma sisteminde kademeli buharlaştırıcı kullanılması durumunu incelemişlerdir. HAD yöntemi kullanılarak yapılan çalışmada klima soğutma modu ve klima dondurucu modu için ejektörlerin performansı incelenmiştir (Li vd., 2019).

Literatürde ejektörlü soğutma sistemleri üzerine yapılan birçok makale ve bunun yanında patentin yer aldığı görülmektedir. Ejektörlerle ilgili ilk patent 1923 yılında alınmıştır. Ejektörlerin otomobil klimalarına uygulanması konusunda ise ilk patent Denso firması tarafından 2002 yılında alınmıştır. Ejektörlü soğutma sistemleri ile ilgili çalışmalar halen yaygın bir şekilde devam etmektedir. Literatür araştırmasında ejektörlerin soğutma sistemlerinde ticari olarak kullanımının, özellikle otobüslerde ejektörlü soğutma sistemi üzerine yapılan çalışmaların yok denecek kadar az olduğu görülmüştür. Yapılan çalışmanın literatürdeki bu eksikliğin giderilmesine katkı sağlaması beklenmektedir.

3. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölümde otobüslerde kullanılan mevcut klima sistemi ve bu sistemin çalışma şekli açıklanacak, ardından ejektörlü otobüs klima sistemi ve sistemde kullanılan temel elemanlar hakkında bilgiler verilecektir. Buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimi prensibine göre çalışan otobüs klimasında kullanılan ejektörün çalışma prensibi açıklanacak ve ejektörün temel elemanlarından bahsedilecektir. Otobüsler için ejektörlü klima sisteminin termodinamik analizi bir boyutlu akış kabulü altında yapılacak, analizde kullanılan kütle ve enerji denklemleri açıklanacaktır. Bir boyutlu akış kabulüne göre ejektörün temel elemanlarının boyutlandırılmasında kullanılan denklemler verildikten sonra 112M167 no'lu TÜBİTAK projesi kapsamında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar açıklanacaktır. Son olarak ejektördeki akışın Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile analizi gerçekleştirilecektir. Çeşitli parametrelerin ejektör boyutları üzerindeki etkileri de yine HAD yöntemi kullanılarak analiz edilecektir.

3.1. Otobüslerde Kullanılan Mevcut Klima Sistemi

Karayolu taşımacılığında soğutma sistemlerinin kullanılması frigorifik araçlarla başlamıştır. İnsanların konfor ihtiyaçlarının veya taleplerinin artması ile birlikte önce otomobillerde kullanılmaya başlanan klima sistemleri zamanla yolcu taşımacılığında da kullanılmaya başlanmıştır. Özellikle uzun yolculuklarda klimasız araçlarda insanlar birçok olumsuz etki ile karşı karşıya kalır. Bu olumsuzluklar insanlarda yorgunluk, stres, dikkat kaybı gibi durumlar oluşturabilir. Sürücü ve yolcuları bu olumsuz koşullardan uzak tutmak için otobüs ve midibüs gibi yolcu taşımacılığında kullanılan araçlarda, klima bugün neredeyse standart bir aksesuar haline gelmiştir.

Otobüs kliması, çeşitli ısı kaynaklarından gelen ısıyı dış ortama aktarmak suretiyle otobüsün iç ortam havasını istenen sıcaklığa getirir. Bu arada havadaki nemi yoğunlaştırarak, iç ortam havasının konfor şartlarına daha uygun hale gelmesini sağlar. Bu işlem için gerekli enerjiyi ise çoğunlukla motor miline bağlı olan kayış-kasnak sisteminden alır. Bazı özel uygulamalarda klima kompresörü, otobüsün motorundan

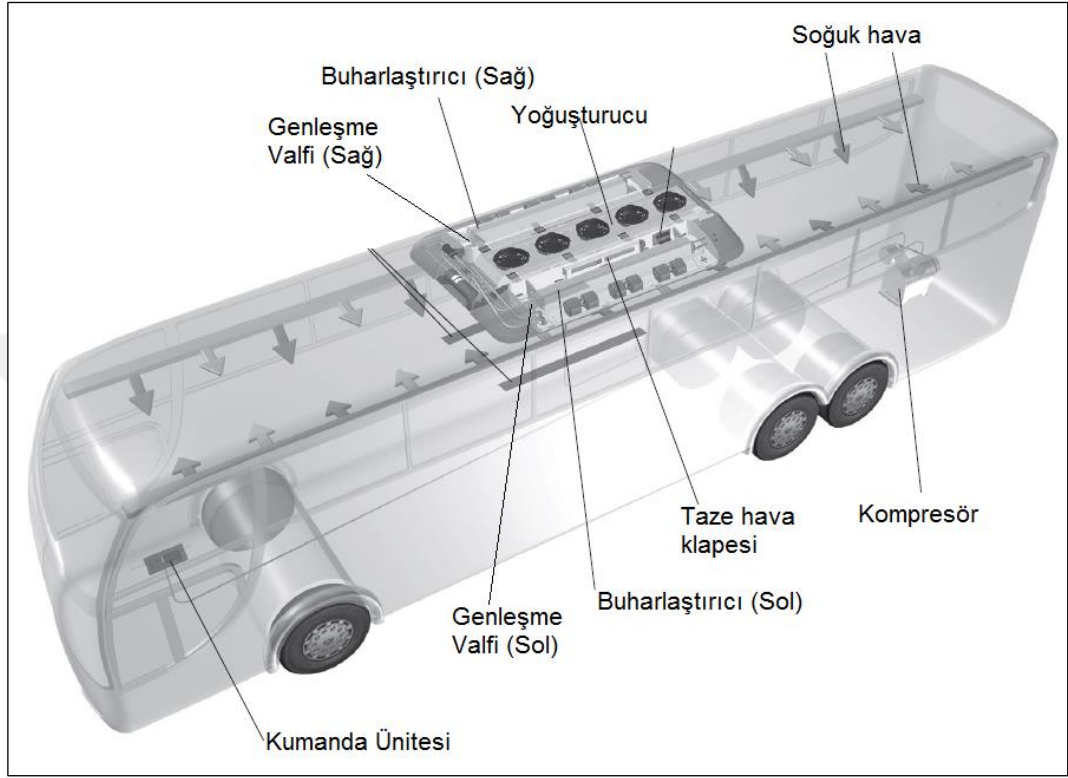
bağımsız olarak, otobüsün bagajına yerleştirilmiş olan ayrı bir motor yardımı ile tahrik edilerek gerekli güç sağlanmış olur.

Otobüslerde kullanılan klimalar klasik buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimine göre çalışan soğutma sistemleridir. Otobüs klima sisteminde kompresör hariç diğer temel elemanları bünyesinde bulunduran klima ünitesi, bazı özel uygulamalar dışında otobüsün tavanında yer alır. Şekil 3.1’de bir otobüs klima ünitesinin otobüs üzerindeki genel görünüşü verilmiştir. Bu ünite, buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminin temel elemanlarından olan yoğuşturucu orta kısımda buharlaştırıcı sağ ve sol yanlarda ve genişleme valfi de buharlaştırıcıların girişinde yer alır. Bu temel elemanlarla birlikte klima ünitesi içinde sıvı tankı, filtre-kurutucu, yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanları, elektronik kontrol üniteleri de bulunmaktadır. Soğutma sisteminin diğer temel elemanlarından olan kompresör ise otobüsün arka tarafında motor bölgesindedir. Klima ünitesinin soğutma yanında ısıtma amacı ile de kullanılması durumunda, ünite içine ayrıca ısıtma petekleri de yerleştirilir. Isıtma ihtiyacı ise genellikle motor soğutma suyundan sağlanmış olur.

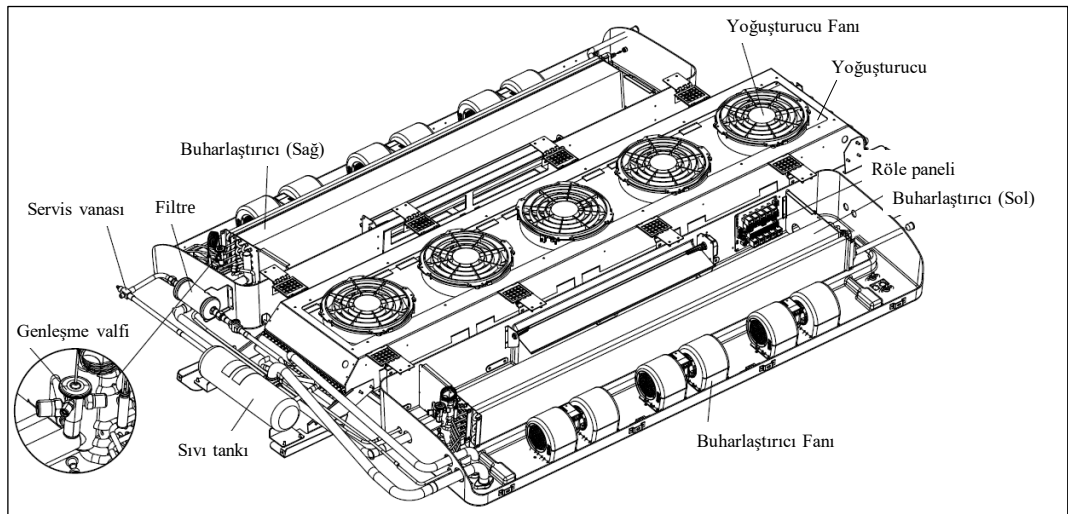


Şekil 3.1. Otobüs kliması genel görünüşü

Buhar sıkıştırılmalı soğutma çevrimine göre çalışan otobüs klima sisteminde, soğutma sisteminin temel elemanları olan kompresör, yoğuşturucu, buharlaştırıcı ve genişleme vanasının yerleşimi Şekil 3.2’de görüldüğü gibidir. Şekil 3.3’te ise otobüsün tavanına monte edilen klima ünitesinin detayları görülmektedir.



Şekil 3.2. Otobüs klima sistemi



Şekil 3.3. Otobüs klima ünitesi

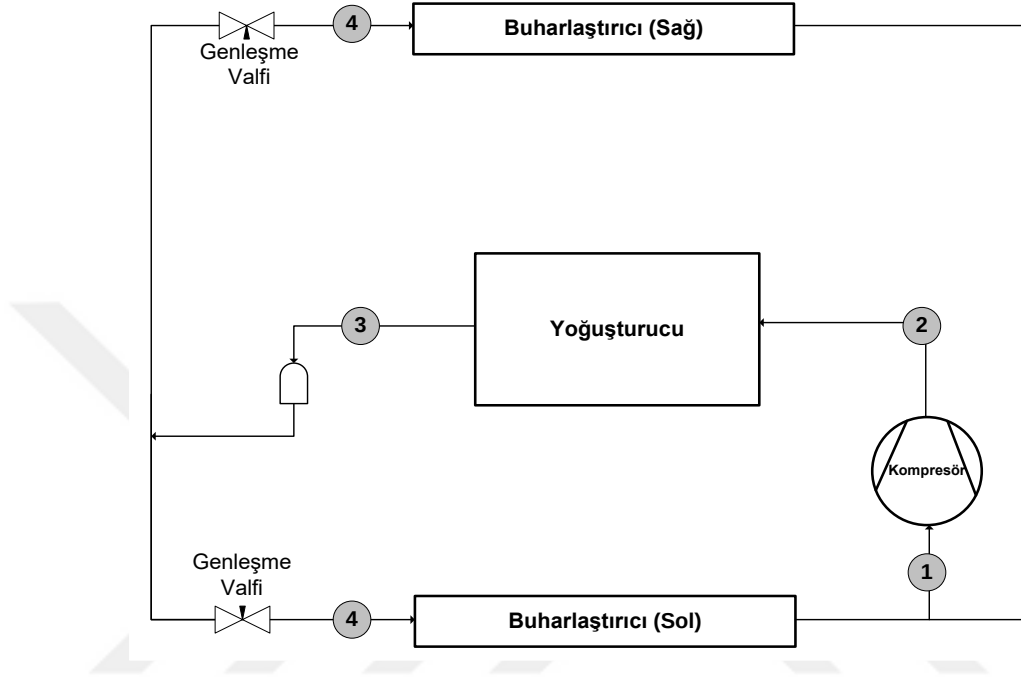
Otobüs klima sisteminin çalışması şu şekilde özetlenebilir: Kızgın buhar durumunda kompresöre giren soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncından yoğuşturucu basıncına kadar artırılır. Kompresör, motor miline bağlı bir kayış-kasnak sistemi ile tahrik edilir. Kompresörden kızgın buhar halinde ve dış ortam sıcaklığından daha yüksek bir sıcaklıkta çıkan soğutucu akışkan, yoğuşturucuya girer ve burada üzerindeki ısıyı dış ortama atarak yoğuşur. Yoğuşturucu çıkışında sıvı hale gelen soğutucu akışkan bir sıvı deposunda toplanır. Sıvı deposundan çıkan soğutucu akışkan genişleme valfine girmeden önce bir filtreden geçirilir. Sistemde otobüsün sağ ve sol tarafında olmak üzere iki ayrı buharlaştırıcı ve her bir buharlaştırıcının girişinde de genişleme valfi bulunmaktadır. Filtreden sıvı halde çıkan soğutucu akışkan genişleme valfinden geçirilerek basıncı buharlaştırıcı basıncına kadar düşürülür. Sistemde termostatik genişleme valfi kullanılır ve bu valfin algılayıcısı buharlaştırıcı çıkışına bağlanır. Genişleme valfi buharlaştırıcı çıkışından algıladığı sıcaklığa bağlı olarak istenen miktarda soğutucu akışkanın sıvı tankından buharlaştırıcıya geçmesini sağlar. Teorik olarak sıvı tankından sağ ve sol taraftaki buharlaştırıcılara eşit miktarda soğutucu akışkan geçtiği varsayılır. Yapılan deneysel çalışmalarda da sistemin yaklaşık olarak bu şekilde çalıştığı görülmüştür. Islak buhar halinde buharlaştırıcıya giren soğutucu akışkan otobüsün iç ortam havası ile ısınır ve buharlaştırıcı çıkışında tamamen buhar haline geldikten sonra kompresöre giriş yaparak çevrimi tamamlamış olur. Klimanın çalışması sürücü bölgesine yerleştirilmiş olan manuel ya da elektronik kontrol ünitesi vasıtasıyla sağlanmış olur.

3.2. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi ve Temel Elemanları

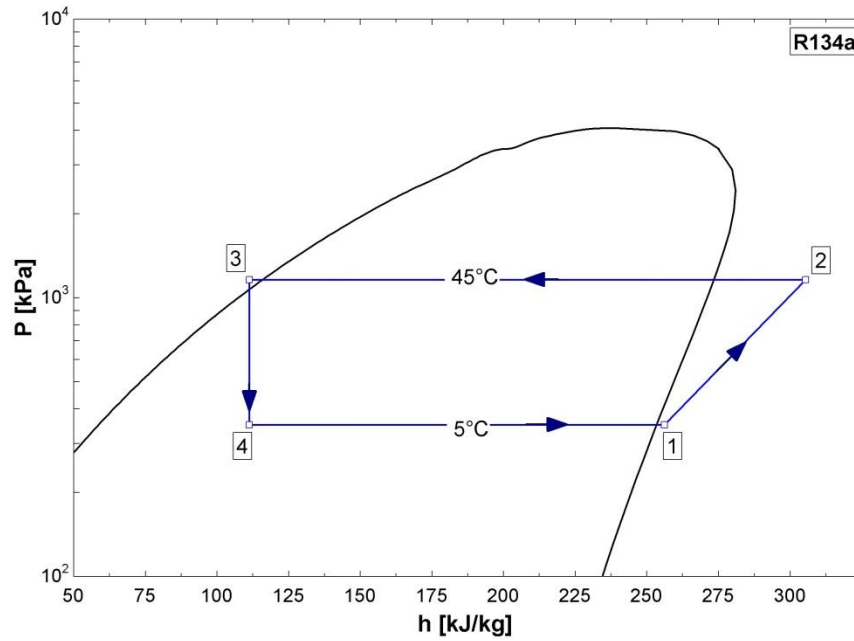
Şehir içi ve şehirlerarası yolcu taşımacılığında kullanılan otobüslerde, neredeyse standart bir aksesuar haline gelen klima sistemlerinin otobüsün yakıt tüketimini artırdığı aşikârdır. Diğer birçok alanda olduğu gibi, enerji tasarrufu sağlamak ve dolayısı ile maliyetleri düşürmek için otobüs klima sistemlerinde de yakıt tüketimini azaltmaya yönelik çalışmalar yapılmaktadır.

Şekil 3.4'te mevcut durumda kullanılmakta olan otobüs klima sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Sistem buhar sıkıştırmalı soğutma sistemi olup, çevriminin P-h diyagramı da Şekil 3.5'te verilmiştir. Klasik buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde

olduğu gibi, kompresöre (1) noktasında giren soğutucu akışkan, (2) noktasında yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırılmakta ve yoğuşturucuya girmektedir. Yoğuşturucudan (3) noktasında çıkan soğutucu akışkan genleşme valfinden geçerek (4) noktasında buharlaştırıcıya girmektedir. Burada tamamen buharlaştıktan sonra tekrar kompresöre girmekte ve böylece çevrim tamamlanmış olmaktadır.

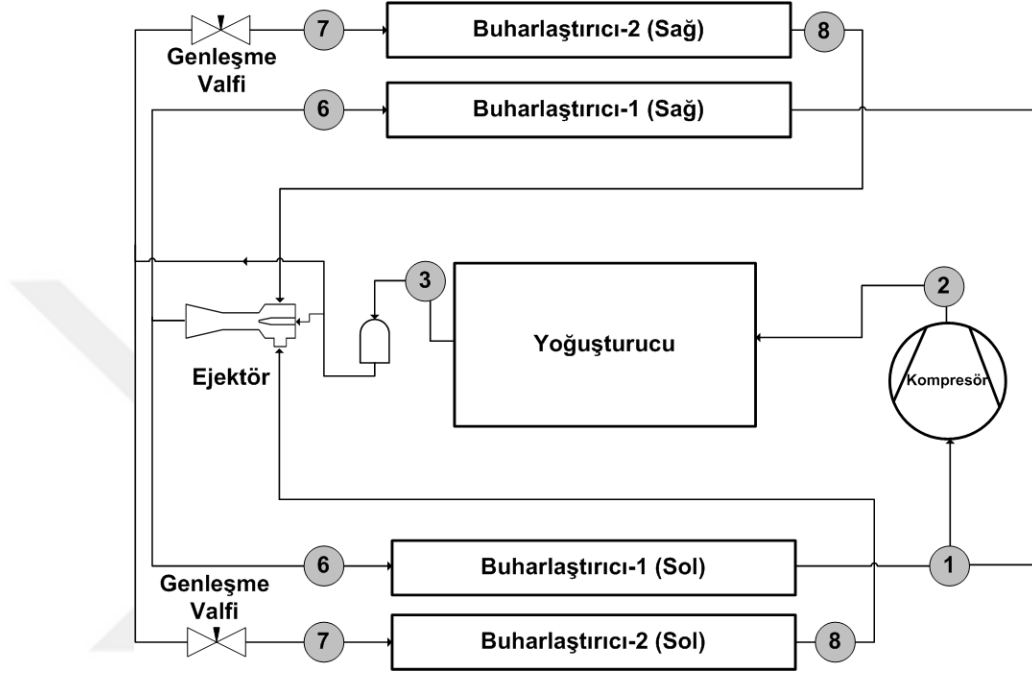


Şekil 3.4. Mevcut otobüs klima sistemi şematik görünüşü

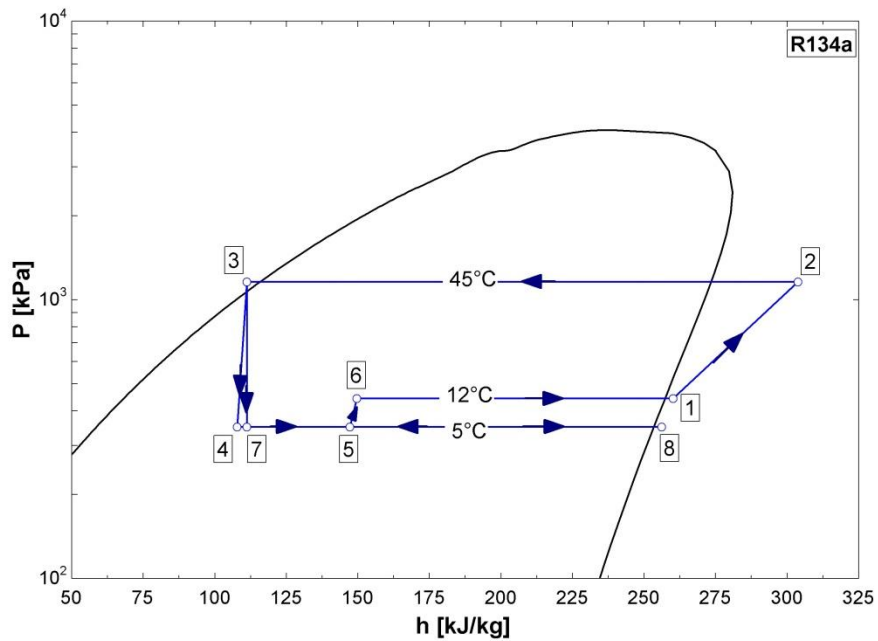


Şekil 3.5. Mevcut otobüs klima sistemi P-h diyagramı

Sistemde otobüsün sağ ve sol tarafında olmak üzere iki adet buharlaştırıcı ve her bir buharlaştırıcının girişinde de genleşme valfi bulunmaktadır. Genleşme valfi girişinde P_3 basıncına (yoğusturucu basıncı) sahip olan soğutucu akışkanın basıncı, çıkışta P_4 basıncına (buharlaştırıcı basıncı) kadar düşürülmektedir. Genleşme işleminin sabit entalpide gerçekleştiği varsayılır ve bu süreçte ortaya çıkan enerji herhangi bir faydalı işe dönüşmez.



Şekil 3.6. Ejektörlü otobüs klima sistemi



Şekil 3.7. Ejektörlü otobüs klima sistemi P-h diyagramı

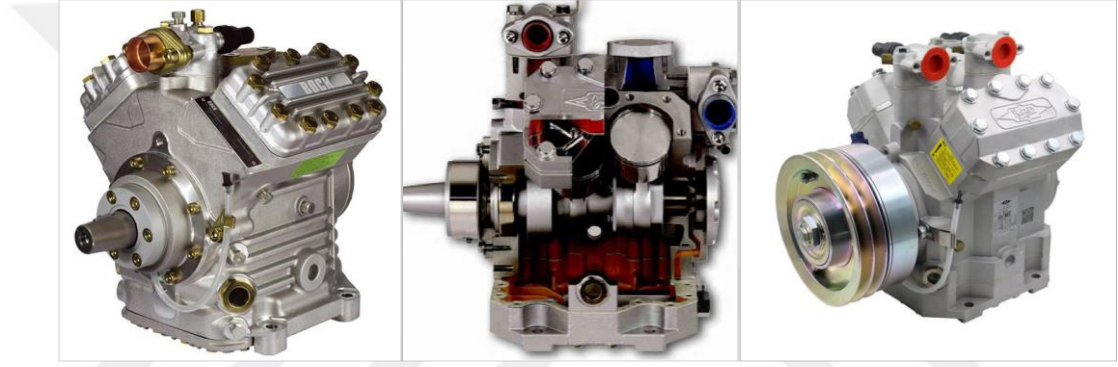
Şekil 3.6’da ise ejektörlü otobüs klima sistemi, Şekil 3.7’de de bu sisteme ait P-h görülmektedir. Ejektörlü otobüs klima sisteminde temel elemanlardan biri yine kompresördür. Soğutucu akışkan kompresör tarafından sıkıştırıldıktan sonra bir diğer temel eleman olan yoğuşturucuya girmekte ve yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan sıvı tankında depolanmaktadır. Sistem bu noktaya kadar klasik sistem ile aynıdır. Mevcut sistemde sıvı tankından çıkan soğutucu akışkanın yarısı sol taraftaki genleşme valfine, diğer yarısı ise sağ taraftaki genleşme valfine gitmektedir. Ejektörlü sistemde ise sıvı tankından çıkan soğutucu akışkanın bir kısmı sağ ve sol taraftaki genleşme valflerine, kalanı ise ejektöre gitmektedir. Dolayısı ile soğutucu akışkan iki farklı temel elemandan geçerek genleşmektedir. Sistemde otobüsün sağ ve sol tarafında olmak üzere yine iki adet buharlaştırıcı kullanılmaktadır. Ancak ejektörlü sistemde kullanılan buharlaştırıcılar kendi içinde iki ayrı bölümden oluşmaktadır. Birinci buharlaştırıcı yüksek basınç ve yüksek sıcaklıkta, ikinci buharlaştırıcı ise birinciye göre daha düşük basınç ve sıcaklıkta çalışmaktadır. Sisteme ilave edilen ejektör sayesinde soğutucu akışkan kompresöre, klasik sisteme göre daha yüksek basınç altında girmekte ve bu durumda kompresörün motordan çektiği güç de daha düşük olmaktadır.

Ejektörlü durum için Şekil 3.7’de verilen P-h diyagramındaki (8) noktası, mevcut durumdaki otobüs kliması için Şekil 3.5’te verilen P-h diyagramında kompresöre giriş noktası olan (1) noktasına karşılık gelmektedir. Şekil 3.7’deki notasyona göre bir kıyaslama yapıldığında, sisteme ejektör ilave edildiğinde $\Delta P = P_1 - P_8$ kadarlık bir kazanç sağlanmış olmaktadır. Yani mevcut durumda soğutucu akışkanın genleşmesi esnasında açığa çıkan ve faydalı işe dönüşmeden kaybolan enerjinin bir kısmı, ejektör kullanılarak geri kazanılabilmektedir. Bu sayede sistemin soğutma etkinliği artmakta, kompresörün motordan çektiği güç ve yakıt tüketimi azalmaktadır.

Ejektörlü otobüs klima sisteminin temel elemanları hakkında detaylı bilgiler aşağıda ayrı başlıklar halinde sunulmuştur.

3.2.1. Kompresör

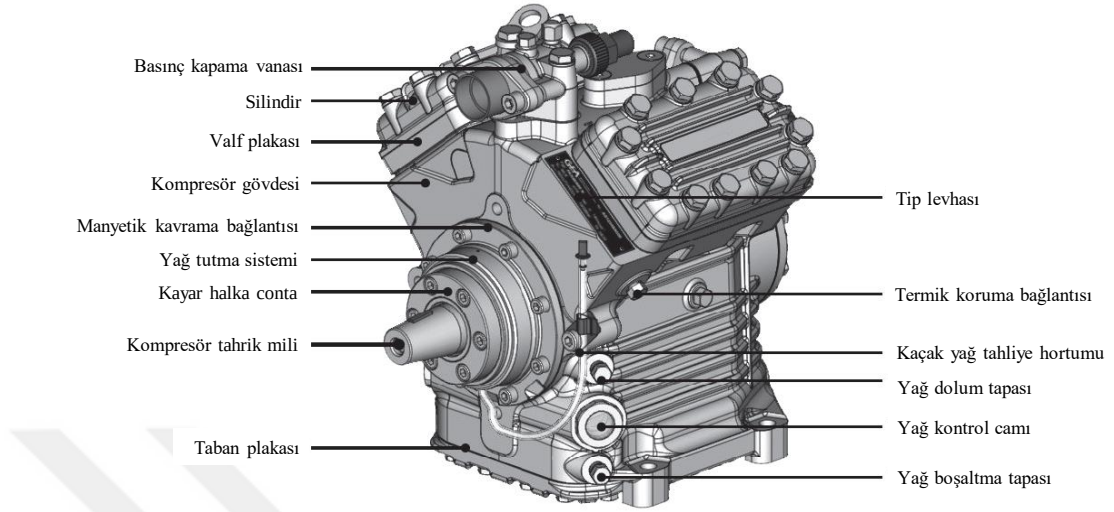
İç ortam için gerekli konfor şartlarını sağlamak amacıyla otobüslerde oldukça yüksek kapasiteli klimalara ihtiyaç duyulur. Şehirlerarası yolcu taşımacılığı yapan otobüslerde 30~40 kW soğutma kapasitesi olan klimalar kullanılmaktadır. Buhar sıkıştırma soğutma çevrimi prensibine göre çalışan otobüs klima sisteminde temel elemanlardan biri de kompresördür. Kompresör motor miline bağlı bir kayış-kasnak sistemi ile tahrik edilen bu tip kompresörler açık tip kompresörler olarak tanımlanır. Otobüslerde kullanılan bir kompresör örneği Şekil 3.8’de görüldüğü gibidir. Soğutma yükünün fazla olması nedeniyle sistemde kullanılan kompresörlerin boyutları da büyüktür.



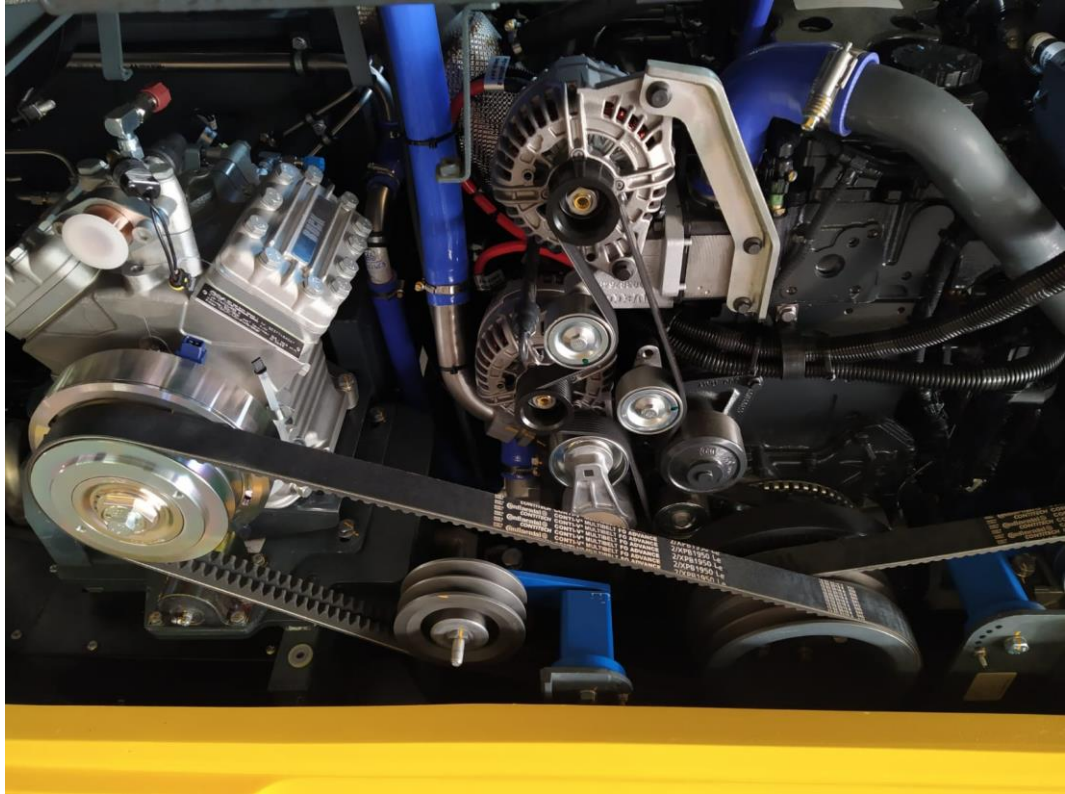
Şekil 3.8. Otobüs klima sisteminde kullanılan kompresör örneği

Uzunluğu 12m ve daha fazla olan otobüslerde genellikle V-tipi pistonlu kompresörler kullanılmaktadır. Kompresör miline bağlı kasnak ve manyetik kavrama bulunmaktadır. Kompresör kapasitesi motor milinin devrine göre değişir. Şehirlerarası yolcu taşımacılığında kullanılan otobüslerde gerekli kayış-kasnak sistemi, otobüsün 90 km/h hızda seyrettiği varsayılarak hesaplanır. Otobüsün içinde, çeşitli noktalarda, iç ortam sıcaklığı ölçülmekte ve ölçülen değerler klimanın otomatik kontrol ünitesine aktarılmaktadır. Otomatik kontrol ünitesinden gelen sinyale göre de manyetik kavrama devreye girmekte ve kompresör milini döndürmektedir. Soğutma ihtiyacı olmadığı durumlarda ise manyetik kavrama devre dışı kalır ve motor miline bağlı olan kasnak herhangi bir güç üretmeden boşta çalışmış olur. Otobüslerde kullanılan bir kompresöre ait detaylar Şekil 3.9’da görüldüğü gibidir. Otobüslerin toplam ağırlığı 18 ton ile sınırlandırılmıştır. Dolayısı ile otobüslerin boş ağırlığının mümkün olduğunca hafif olması arzu edilir. Buna bağlı olarak klima kompresörlerinin gövdesi alüminyum

esaslı alaşımdan üretilmektedir. Otobüslerde kullanılan klima kompresörlerinin kütlesi 25~35 kg civarındadır.



Şekil 3.9. Otobüs klima kompresörü detayı



Şekil 3.10. Klima kompresörü montajı

Klima kompresörünün motor miline bağlantısı da Şekil 3.10'da görüldüğü gibidir. Klima kompresörünün kasnağı, motor miline kayış-kasnak sistemi ile bağlanmıştır.

Kompresörün çalışması esnasında ve özellikle de kompresörün devreye giriş-çıkışı esnasında meydana gelen boşlukları gidermek için de uygun bir kayış gerdirme sistemi kullanılmaktadır.

Uzunluğu 7~9 m civarında olan ve midibüs olarak adlandırılan araçların ihtiyaç duyduğu soğutma kapasitesi 14~18 kW civarındadır. Dolayısı ile bu araçlarda kullanılan klima kompresörü de daha küçük boyutlarda olmaktadır. Midibüslerde kullanılan klima kompresörüne ait bir örnek Şekil 3.11’de verilmiştir.



Şekil 3.11. Midibüs klima sisteminde kullanılan kompresör örneği

Bu kompresörler de yine otobüslerde olduğu gibi kayış-kasnak sistemi ile motor miline bağlanmıştır. Soğutma ihtiyacına göre manyetik kavrama devreye girmekte ve kompresör soğutucu akışkanın buharlaştırıcı basıncından yoğuşturucu basıncına kadar sıkıştırmaktadır. Midibüslerde kullanılan eğik plakalı pistonlu kompresörlerinin kütlesi ise 8~15 kg civarındadır.

3.2.2. Yoğuşturucu

Buhar sıkıştırmalı soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın buharlaştırıcı ve kompresörde aldığı ısıyı dış ortama aktarma işlemini gerçekleştiren ısı değiştirgecine yoğuşturucu denir. Buhar sıkıştırmalı soğutma çevriminde kompresörden sonra temel eleman olarak yoğuşturucu gelir. Kompresörden kızgın buhar halinde çıkan soğutucu akışkan yoğuşturucuya girer ve burada üzerindeki ısıyı dış ortama atıp yoğuşuktan sonra, yoğuşturucu çıkışında aşırı soğutulmuş sıvı haline gelir. Yoğuşturucudaki ısı transferi üç farklı aşamada gerçekleşir. İlki soğutucu akışkanın kızgınlığının alınması,

ikicisi sabit basınç ve sıcaklıkta soğutucu akışkanın yoğuşması ve son aşama olarak da soğutucu akışkanın aşırı soğutma işleminin gerçekleşmesidir.

Otobüslerde yoğuşturucu olarak bakır borulu, alüminyum kanatçıklı, hava soğutmalı ısı değıştirgeçleri kullanılır. Yoğuşturucunun şekli ve konumu, otobüsün tavanındaki klima ünitesinin yapısına göre farklı olabilmektedir. Şekil 3.12’de iki farklı klima ünitesi görölmektedir. Bazı klimalarda yoğuşturucu klima ünitesinin ortasında yer alırken, bazılarında da ünitenin arka tarafında yer alabilmektedir.



Şekil 3.12. Otobüs klima ünitesi ve yoğuşturucu örnekleri

Otobüs klima ünitesinde kullanılan hava soğutmalı yoğuşturucular oldukça kompakt bir yapıya sahiptir. Zira soğutma yükünün fazlalığı ve klima ünitesinin mümkün

olduğunca az yer kaplaması istendiğinden yoğuşturucu tasarımları da bu şartları sağlamak üzere geliştirilmektedir. Şekil 3.13'te otobüslerde kullanılan klima ünitesine ait bir yoğuşturucu görülmektedir. Burada bakır borular üzerine alüminyum kanatçıklar yerleştirilmiş, fan yardımı ile de hava akışı sağlanarak soğutucu akışkanın dış ortama ısı aktarması sağlanmış olmaktadır. Fanlar 24V DC akım ile çalışmakta olup, otomatik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilmektedir. Soğutma ihtiyacına göre fanların tamamı veya bir kısmı çalışabilmektedir. Otobüslerde kullanılan yoğuşturucularda her birinin hava debisi 2500 m³/h olan 5 veya 6 adet eksenel fan kullanılabilmektedir.



Şekil 3.13. Otobüs klima ünitesinde kullanılan yoğuşturucu örneği

3.2.3. Buharlaştırıcı

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde, soğutucu akışkanın soğutulacak ortamdan ısı çekerek buharlaşmasının sağlandığı ısı değiştirgecine buharlaştırıcı denir. Buharlaştırıcı, buhar sıkıştırırmalı soğutma çevrimindeki dört temel elemandan biridir. Genleşme valfinden düşük basınç ve sıcaklıkta ıslak buhar halinde çıkan soğutucu akışkan buharlaştırıcıya girer. Soğutucu akışkanın sıcaklığı dış ortama göre daha düşük olduğundan, çevreden soğutucu akışkana doğru bir ısı geçişi olur ve soğutucu akışkan buharlaşır. Kompresöre sıvı zerrecikleri girmemesi için soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan kızgın buhar olarak çıkması gerekir. Buharlaştırıcı boyutları da buna göre tasarlanır. Buharlaştırıcıdaki ısı transferi iki farklı aşamada gerçekleşir. Birincisi

sabit basınç ve sıcaklıkta soğutucu akışkanın buharlaşması ve sonraki aşama ise soğutucu akışkanın aşırı kızdırma işleminin gerçekleşmesidir.

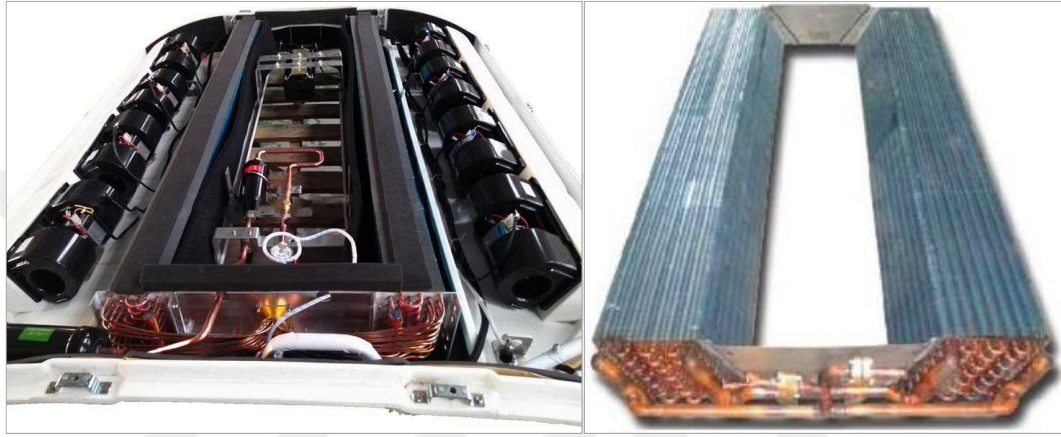
Otobüslerde buharlaştırıcı olarak bakır borulu, alüminyum kanatçıklı, hava soğutmalı ısı değiştirgeçleri kullanılır. Buharlaştırıcıların şekli ve konumu genellikle benzerdir. Şekil 3.14'te iki farklı klima ünitesine ait buharlaştırıcı şekli ve konumu görülmektedir. Buharlaştırıcılar otobüsün sağ ve sol tarafında yer alan hava kanallarına soğuk hava sağlayacak şekilde iki parçadan oluşmuştur.



Şekil 3.14. Otobüs klima ünitesi ve buharlaştırıcı örnekleri

Otobüs klima ünitesinde kullanılan hava soğutmalı buharlaştırıcılar da tıpkı yoğuşturucular gibi oldukça kompakt bir yapıya sahiptir. Şekil 3.15'te otobüslerde

kullanılan klima ünitesine ait bir buharlaştırıcı görülmektedir. Burada bakır borular üzerine alüminyum kanatçıklar yerleştirilmiş, fan yardımı ile de hava akışı sağlanarak soğutucu akışkanın iç ortamdan aldığı ısı ile buharlaşması sağlanmış olmaktadır. Buharlaştırıcı fanları da 24V DC akım ile çalışmakta olup, otomatik kontrol ünitesi tarafından kontrol edilmektedir. Buharlaştırıcılarda santrifüj tipte fanlar kullanılmaktadır. Bu fanların hava debisi $600 \text{ m}^3/\text{h}$ ve ihtiyaca göre 6~8 adet kullanılabilir.

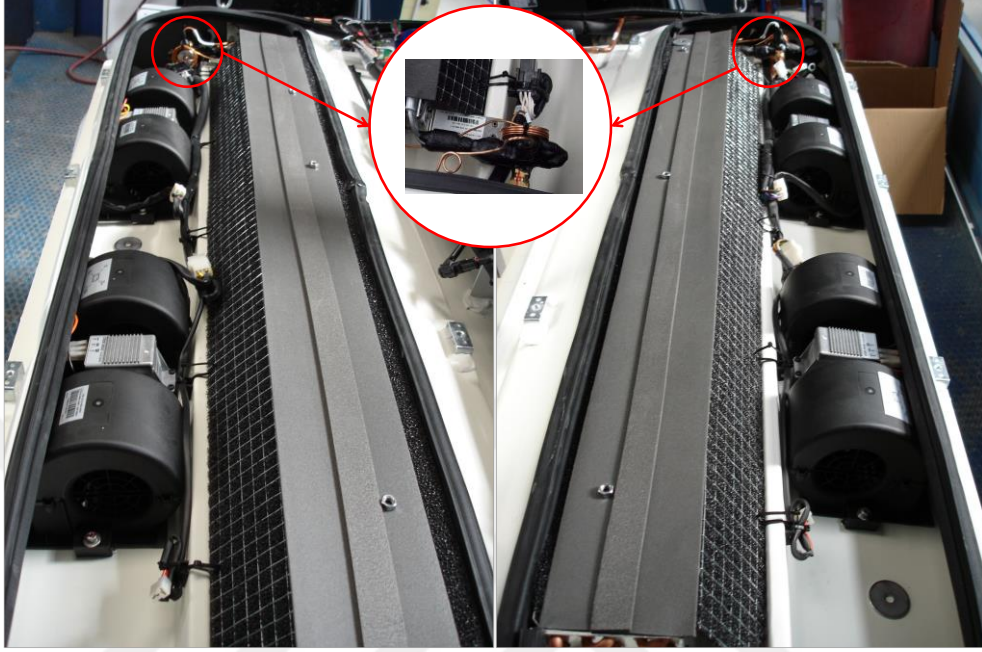


Şekil 3.15. Otobüs klima ünitesinde kullanılan buharlaştırıcı örneği

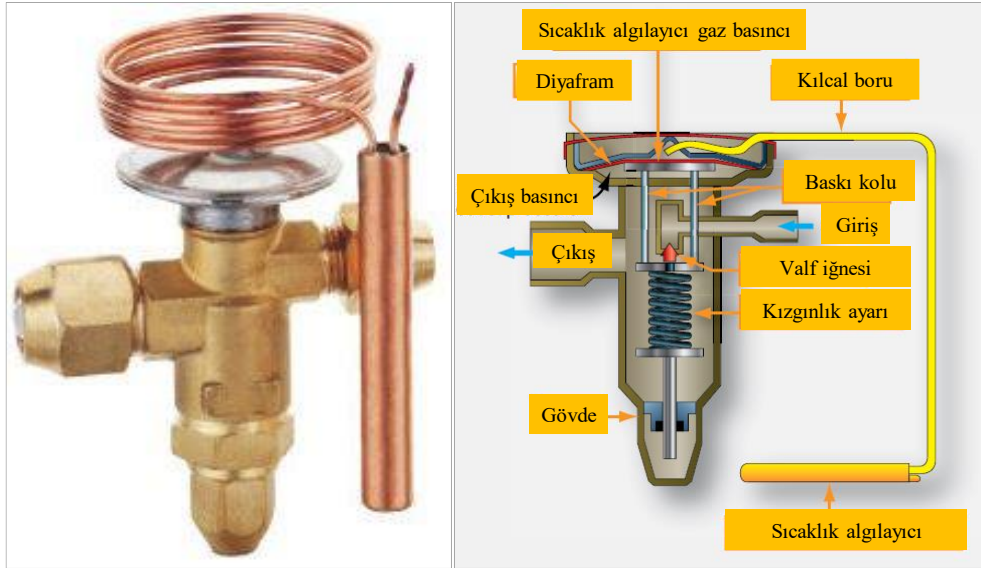
3.2.4. Genleşme Valfi

Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkanın basıncını, yoğuşturucu basıncından buharlaştırıcı basıncına kadar düşüren ve soğutucu akışkanın yoğuşturucudan buharlaştırıcıya kontrollü bir şekilde geçişini sağlayan vanaya genleşme valfi denir. Genleşme valfi çıkışında basıncı düşmüş olan soğutucu akışkanın aynı zamanda sıcaklığı da buharlaştırıcı sıcaklığına kadar düşmüş olur ve dolayısı ile soğutulan ortamdan soğutucu akışkana doğru bir ısı transferi sağlanır. Buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemlerinde kullanılan genleşme valfleri genel olarak üç grupta toplanabilir. Bunlar; elektronik genleşme valfleri, sabit basınçlı genleşme valfleri ve termostatik genleşme valfleridir. Otobüs klima sisteminde, sağ ve sol taraftaki buharlaştırıcıların girişinde olmak üzere iki adet termostatik genleşme valfi kullanılır. Termostatik genleşme valflerinin ana görevi, buharlaştırıcının verimli şekilde çalışmasını sağlamak ve kompresöre sıvı fazında soğutucu akışkanın geçmesini engellemektir. Termostatik genleşme valfleri içten dengelemeli ve dıştan

dengelemeli olmak üzere iki türü vardır. Otobüslerde dıştan dengelemeli genişleme valfleri kullanılmaktadır. Şekil 3.16’da otobüs klima ünitesinde genişleme valfinin montaj konumu, Şekil 3.17’de de genişleme valfi detayları görülmektedir.



Şekil 3.16. Otobüs klimasında genişleme valfi montaj konumu



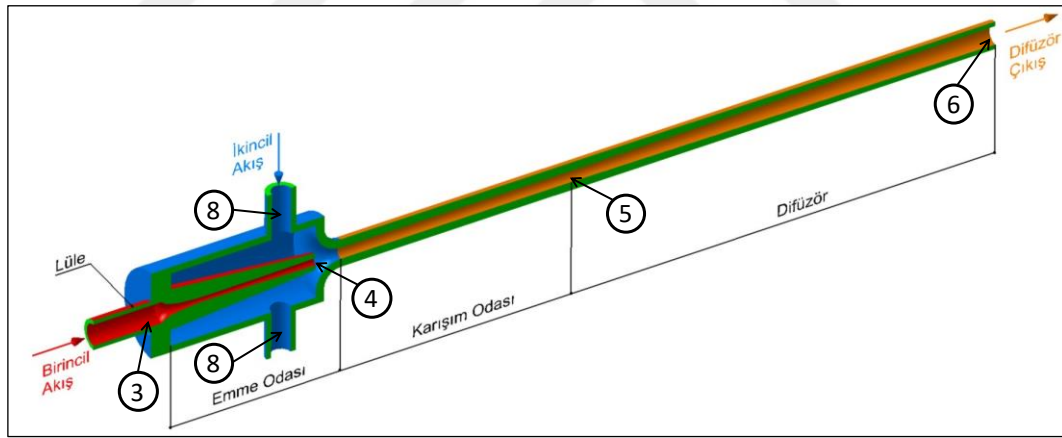
Şekil 3.17. Termostatik genişleme valfi örneği ve detayları

Dıştan dengelemeli genişleme valfi buharlaştırıcıların girişine ve valfin sıcaklık duyargası buharlaştırıcı çıkışına uygun bir pozisyonda bağlanır. Sıcaklık duyargasının

yarattığı basınca göre de soğutucu akışkanın yoğuşturucudan buharlaştırıcıya geçişi sağlanır. Soğutucu akışkan çok dar bir boğazdan geçtiği için aynı zamanda basıncı ve sıcaklığı düşmüş olur.

3.2.5. Ejektör

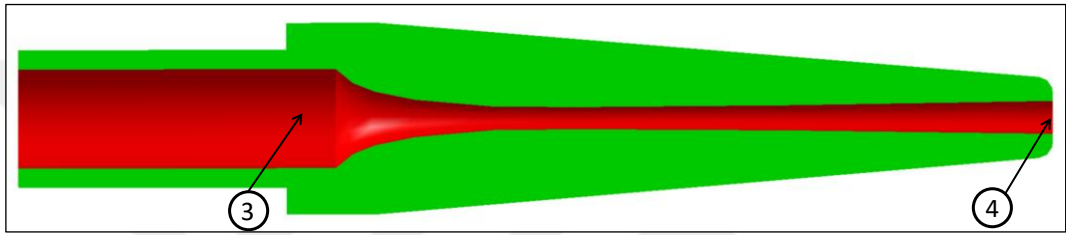
Soğutma sistemlerinde ejektör kullanımının ilk olarak 1901 yılında buhar-jet soğutma sistemleri ile başladığı bilinmektedir (Ashley, 1934). Buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde ejektörün genişleme valfi olarak kullanılması fikri ise Gay tarafından 1931 yılında ortaya atılmıştır (Gay, 1931). Ejektörün buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde genişleme valfi olarak kullanılması sonucu ortaya çıkan çevrimin termodinamik analizleri de ilk olarak (Kornhauser, 1990) tarafından gerçekleştirilmiştir. Şekil 3.18’de buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde genişleme valfi olarak kullanılan bir ejektör kesiti görülmektedir. Bu çalışmada ele alınan soğutma çevrimine göre, Şekil 3.18’de verilen P-h diyagramındaki noktalar da bu şekil üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 3.18. Ejektör ve detayları

Şekil 3.18’den de görüldüğü gibi, buhar sıkıştırımlı soğutma sisteminde kullanılan bir ejektör dört ana parçadan oluşmaktadır. Bunlar lüle, emme odası, karışım odası ve difüzördür. Ejektörün çalışma prensibini şu şekilde özetlemek mümkündür: Şekilde birincil akış olarak adlandırılan, sıvı fazda yoğuşturucudan çıkan ve yüksek basınç altındaki soğutucu akışkan lüleye girer ve burada basıncı düşürülerek hızı artırılır. Lüle çıkışında soğutucu akışkanın hızı ses üstü hıza kadar çıkar ve bu sayede lüle çıkışında buharlaştırıcı basıncına göre daha düşük bir basınç oluşturulur. Oluşan bu vakum

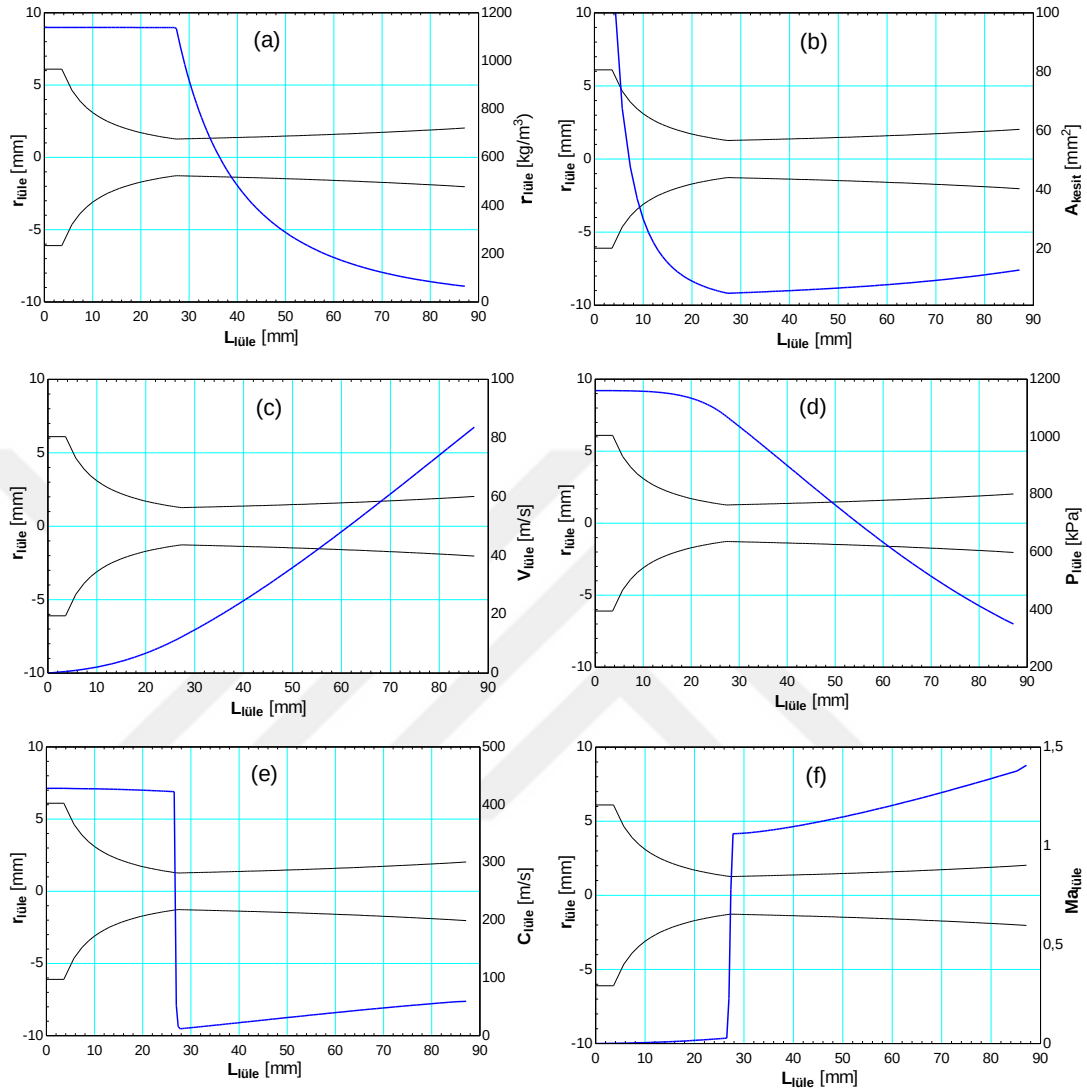
sayesinde buharlaştırıcıdan gelen ve ikincil akış olarak adlandırılan akışkan emilerek karışım odasına taşınır. Karışım odasında her iki akışkan arasındaki momentum transferi sonucu birincil akış ile ikincil akış tamamen karışır. Bu iki akışkan artık aynı enerjiye sahiptir ve ortak bir hızla karışım odasından çıkarlar. Karışım odasının çıkışında akışkan yüksek hıza sahiptir. Akışkan hızının difüzör yardımıyla düşürülmesi sonucu akışkanın basıncı artırılır. Böylece kinetik enerji basınç enerjisine dönüştürülür. Sonuç olarak, ejektörün lülesinden geçen soğutucu akışkanın basıncı buharlaştırıcı basıncına kadar düşürülür ve genleşme esnasında açığa çıkan enerjinin bir kısmı difüzör yardımıyla geri kazanılmış olur.



Şekil 3.19. Yakınsak-ıraksak lüle kesit görünüşü

Şekil 3.19’da kesit resmi verilen lüle, yakınsak-ıraksak lüle veya sesüstü lülesi olarak tanımlanır. Sesüstü lüledeki akışı açıklamak amacıyla, Şekil 3.20’de akışa ait özelliklerin lüle boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekilde, soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumunda, akışkan yoğunluğunun, lüle kesit alanının, akışkan hız ve basıncının, ses hızı ve Mach sayısının lüle boyunca değişimi görülmektedir. Burada lülede bir boyutlu akış olduğu varsayımı ile elde edilen sonuçlar verilmiştir. Sesüstü lülesinin en dar kesitine boğaz denir ve soğutucu akışkan yoğunluğunda bu noktaya kadar çok fazla değişim olmadığı Şekil 3.20a’da görülmektedir. Akışkan lüle girişinde sıvı fazda olup, lülenin boğazından sonra kesit alanda bir artış ve akışkan yoğunluğunda ise düşüş olmaktadır. Akışkan bu bölgede ıslak buhar, yani sıvı-buhar karışımı şeklindedir. Şekil 3.20b’de ise sesüstü lülesi kesit alanının lüle boyunca değişimi verilmiştir. Lüle kesit alanı boğaza kadar daralmakta, boğazdan sonra ise artmaktadır. Lülenin boğazdan önceki kısmına yakınsak lüle, boğazdan sonraki kısmına ise ıraksak lüle denmektedir. Şekil 3.20c’de ise soğutucu akışkan hızının lüle boyunca değişimi görülmektedir. Hız lüle girişinde sıfır iken, lüle çıkışında yaklaşık

80 m/s hıza erişmekte ve lülenin hem yakınsak hem de ıraksak bölgesinde hız artmaktadır.



Şekil 3.20. Yakınsak-ıraksak lülede akışkan özelliklerinin lüle boyunca değişimi

a) Yoğunluk, b) Kesit alan, c) Hız, d) Basınç, e) Ses hızı, f) Mach sayısı

Kütlenin korunumu ilkesine göre yoğunluk, kesit alan ve hızın çarpımlarının sabit olması gerekmektedir. Ejektörün boğaz bölgesinden önce akışkan yoğunluğunda çok fazla bir değişim olmamakta, Şekil 3.20d’de de görüldüğü gibi akışkan basıncı düşer iken, basınç enerjisi kinetik enerjiye dönüşmekte yani akışkan hızı artmaktadır. Kütlenin korunumu gereği ise kesit alan azalmaktadır. Lülenin boğazdan sonraki kısmında, yani ıraksak bölgede, akışkan yoğunluğunda ani bir düşüş olmakta, buna karşılık kesit alan artmaktadır. Lüleden geçen kütlenin sabit kalabilmesi için akışkan

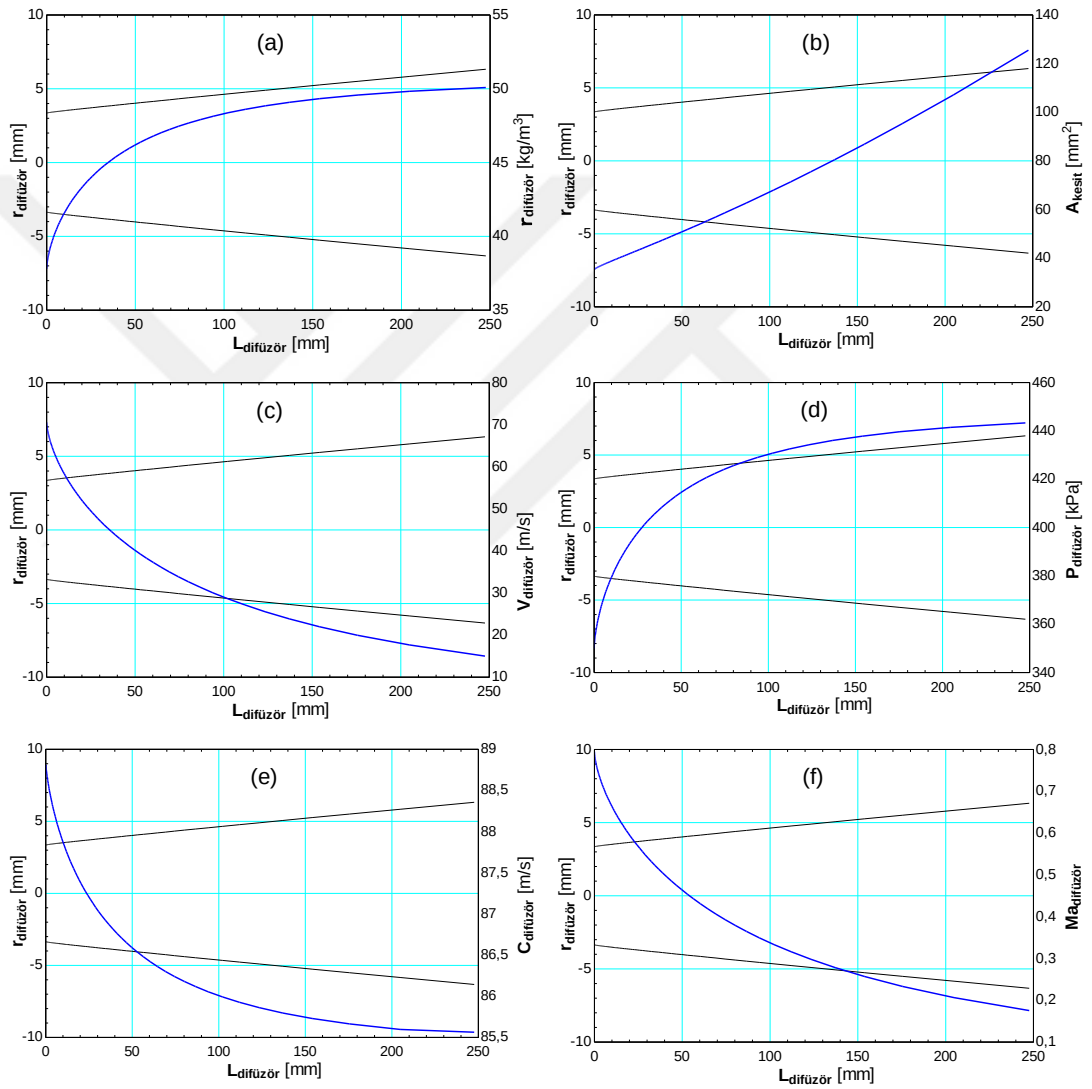
hızı da artmaktadır. Bu ancak sesüstü akışlarda görülen bir durumdur. Lüledeki akışa ait ses hızı ve Mach sayısının lüle boyunca değişimi de Şekil 3.20e ve Şekil 3.20f’de görüldüğü gibidir. Mach sayısı olması gerektiği gibi boğazda $Ma=1$ değerindedir. Boğazdan sonra ise akışkan hızı ses hızının üstündedir ve buna göre de Mach sayısı $Ma>1$ olmaktadır.

Ejektörün emme odası buharlaştırıcıdan gelen ve ikincil akış olarak adlandırılan akışkanın ejektöre girdiği yerdir. Bu çalışmada ele alınan otobüs klimasında, sağ ve sol tarafta iki ayrı buharlaştırıcı olduğundan, ejektörün emme odasına giriş iki ayrı noktadan olmaktadır. Sistemin düzgün bir şekilde çalışmasında emme odası şeklinin de önemi büyüktür.

Ejektörlerde karışım odası birincil akış ve ikincil akışın karıştığı yerdir. Bu çalışmada kullanılan ejektörün karışım odası sabit kesit alanına sahiptir. Karışım odasında iki akışkanın arasında momentum transferi sonucu birincil akışın enerjisinin bir kısmı ikincil akışa aktarılır. Bu enerji alışverişi sırasında birincil akışın enerjisinin bir kısmı akışkan parçacıklarının arasındaki çarpışma ve karışma odası cidarlarındaki sürtünme sebebiyle kaybolur. Lüle çıkışında sesüstü hıza sahip olan birincil akışın ikincil akış ile karışması sonucu, karışımın hızı düşer ve akış sesaltı akış durumuna geçer.

Ejektörün bir diğer parçası olan difüzör, akışkanın kinetik enerjisini basınç enerjisine dönüştüren bölümdür. Difüzördeki akışı açıklamak amacıyla, Şekil 3.21’de akışa ait özelliklerin difüzör boyunca değişimi gösterilmiştir. Şekilde, soğutucu akışkan olarak R134a kullanılması durumunda, akışkan yoğunluğunun, difüzör kesit alanının, akışkan hız ve basıncının, ses hızı ve Mach sayısının difüzör boyunca değişimi görülmektedir. Burada difüzörde bir boyutlu akış olduğu varsayımı ile elde edilen sonuçlar verilmiştir. Akışkan difüzör boyunca ıslak buhar bölgesinde, yani sıvı-buhar karışımı şeklindedir. Şekil 3.21a’da akışkan yoğunluğunun difüzör boyunca değişimi görülmekte olup, yoğunluk difüzör girişinde hızlı bir şekilde artmaktadır. Şekil 3.21b’de ise difüzör kesit alanının difüzör boyunca değişimi verilmiştir. Difüzör kesit alanı difüzör boyunca artmaktadır. Şekil 3.21c’de ise soğutucu akışkan hızının difüzör boyunca değişimi görülmektedir. Hız difüzör girişinde çok yüksek iken difüzör boyunca sürekli azalmaktadır. Şekil 3.21d’de ise akışkan basıncının difüzör boyunca arttığı

görülmektedir. Yani kinetik enerjinin basınç enerjisine dönüştüğü bu grafikten de anlaşılmaktadır. Difüzördeki akış özellikleri incelendiğinde akışın sesaltı akış özellikleri taşıdığını söylemek mümkündür. Difüzördeki akışa ait ses hızı ve Mach sayısının difüzör boyunca değişimi Şekil 3.21e ve Şekil 3.21f’de görüldüğü gibidir. Mach sayısı difüzör boyunca $Ma < 1$ ’dir ve dolayısı ile akış sesaltı olarak tanımlanır. Sonuç olarak, soğutucu akışkanın genişlemesi esnasında kaybolan basınç enerjisinin bir kısmı ejektörün difüzör bölgesinde geri kazanılmış olmaktadır.



Şekil 3.21. Difüzördeki akışkan özelliklerinin difüzör boyunca değişimi
a) Yoğunluk, b) Kesit alan, c) Hız, d) Basınç, e) Ses hızı, f) Mach sayısı

3.2.6. Soğutucu Akışkan

Buhar sıkıştırırmalı soğutma sisteminde, soğutulan ortamdan ısı alınır ve dış ortama aktarılmasını sağlayan madde soğutucu akışkandır. Soğutucu akışkanlar bu işlemi faz değişimi ile gerçekleştirirler. Buharlaştırıcıya ıslak buhar halinde giren soğutucu akışkan burada çevreden aldığı ısı ile buharlaşır. Dolayısı ile soğutucu akışkan buharlaştırıcı içinde faz değişimine uğrar. Soğutucu akışkanın tekrar çevreden ısı çekebilecek duruma gelmesi için, buharlaştırıcıda aldığı ısıyı dış ortama aktarması gerekir. Bu işlem de yoğuşturucuda gerçekleştirilir. Soğutucu akışkan yoğuşturucuya kızgın buhar halinde girer ve soğutulmuş sıvı halinde çıkar. Yani yoğuşturucudaki ısı transferi esnasında soğutucu akışkan tekrar faz değişimine uğrar.

Bir soğutma sisteminde evaporatör basıncı mümkün olduğu kadar yüksek, kondenser basıncı ise mümkün olduğu kadar düşük olmalıdır. Bu tür termodinamik özellikler, soğutucu akışkan seçilirken dikkate alınır. Diğer bir önemli özellik, soğutucu akışkanların buharlaşma gizli ısıdır. Moleküler olarak karşılaştırılabilir kaynama noktalarına sahip sıvılar, neredeyse aynı gizli buharlaşma sıcaklıklarına sahiptir. Kütle açısından, soğutucu akışkanların gizli ısılarının büyük ölçüde farklılık gösterdiği açıktır. Soğutucu akışkanların ısı transfer katsayısı ve viskozite nitelikleri, eşanjör ve boru performansını etkiler (Acar, 2016).

Ticari olarak 19. yüzyılın ortalarında buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak etil eter, daha sonraları ise amonyak, karbon dioksit, metil klorid, kükürt dioksit, bütan, etan ve freon türü soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. Gelişen teknoloji ile birlikte yapay soğutucu akışkan olarak bilinen kloroflorokarbon (CFC) ve hidrokloroflorokarbon (HCFC) gibi maddeler yaygınlaşmıştır (Ataer vd., 2001). Günümüzde otomotiv sektöründe soğutucu akışkan olarak R134a yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Binek tipi araçlarda R134a yerine R600a kullanımına geçen firmalar da mevcuttur. Ancak otobüs gibi büyük ticari araçlarda R134a halen kullanılmaya devam etmektedir. Bu çalışmada da soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmış olup, akışkanın genel özellikleri Çizelge 1’de verilmiştir.

Çizelge 3.1. R134a gelen özellikleri

Özellik	
Kimyasal Formül	$C_2H_2F_4$ (Tetrafloretan)
Ticari Adı	R134a
Kaynama Noktası	$-26,1^{\circ}C$
Kendiliğinden Tutuşma Sıcaklığı	$770^{\circ}C$
Ozon Yoketme Seviyesi	0
Kritik Sıcaklık	$122^{\circ}C$
Küresel Isınma Potansiyeli (GWP)	1200

3.3. Otobüsler İçin Ejektörlü Klima Sistemi Termodinamik Analizi

Bu bölümde otobüsler için tasarlanan ejektörlü soğutma sistemine ait çevrimin termodinamik analizinde kullanılan matematiksel model sunulacak, analiz için yapılan kabuller, lüle, karışım bölgesi ve difüzördeki akış için kullanılan kütle, enerji ve momentum denklemleri açıklanacaktır.

Şematik olarak Şekil 3.6’da gösterilen ejektörlü soğutma sisteminin termodinamik analizi için aşağıdaki varsayımlar yapılmıştır (Ünal, 2015; Ünal & Yilmaz, 2015).

- 1) Yoğuşma, buharlaşma, aşırı soğutma ve aşırı kızdırma sıcaklıkları bilinmektedir.
- 2) Lüle, karışım bölgesi ve difüzörün verimleri bilinmektedir.
- 3) Karışım bölgesindeki süreç sabit basınç ve sabit kesit alanda gerçekleşmektedir.
- 4) Genleşme valfindeki kısma işlemi sabit entalpide gerçekleşmektedir.
- 5) Sistemin tüm boru ve diğer elemanlarındaki basınç kayıpları ihmal edilebilir düzeydedir.

Şekil 3.7’de verilen P-h diyagramına göre, soğutucu akışkan (1) noktasında kızgın buhar olarak kompresöre girmekte ve (2) noktasında kompresörden çıkmaktadır. Kompresör girişinde soğutucu akışkanın basınç ve sıcaklığı bilindiğinden, bu noktaya ait diğer termodinamik özellikler bu iki parametreye bağlı olarak hesaplanabilir. Kompresör çıkışında (2) noktasındaki termodinamik özelliklerin hesaplanmasında ise Eş.(3.1)’de verilen kompresör izentropik verim ifadesi kullanılmıştır.

$$\eta_{k,is} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.1)$$

Otobüs klima sisteminde kullanılan pistonlu kompresörler için izentropik verim aşağıdaki Eşit.(3.2)'den hesaplanabilir (Ünal & Yılmaz, 2015). Bu eşitlikteki P^* , $P^* = P_2/P_1$ şeklinde kompresör sıkıştırma oranını ifade etmektedir.

$$\eta_{k,is} = [(0,275 + 0,0725 \cdot P^*)^{-10} + (0,925 - 0,05 \cdot P^*)^{-10}]^{-0,1} \quad (3.2)$$

Yoğuşturucudan (3) noktasında aşırı soğutulmuş sıvı olarak çıkan soğutucu akışkanın sıcaklığı ve basıncı bilindiğinden diğer tüm termodinamik özellikler bu iki parametreye bağlı olarak hesaplanabilir. Yoğuşturucudan çıkan soğutucu akışkan sıvı tankına gider. Sıvı tankından sonra akışkanın bir kısmı ejektöre geri kalan kısmı ise genişleme valfine gitmektedir.

Ejektördeki akışı lüle, karışım bölgesi ve difüzör olmak üzere üç ana bölümde incelemek mümkündür. Şekil 3.7'de verilen P-h diyagramında (3) numaralı nokta lüle girişini, (4) numaralı nokta lüle çıkışını ifade etmektedir. (5) numaralı nokta ise difüzör girişi, (6) numaralı nokta da difüzör çıkışıdır. Ejektördeki akış için süreklilik ve enerji denklemleri aşağıda Eşit.(3.3)~Eşit.(3.8) ile verilmiş olup, bu denklemler kullanılarak ejektördeki akış için belirtilen noktalardaki termodinamik özellikler hesaplanabilir (Ünal & Yılmaz, 2015).

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (3.3)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 + \dot{m}_8 \quad (3.4)$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_6 \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_3 \cdot h_3 = \dot{m}_4 \left(h_4 + \frac{V_4^2}{2} \right) \quad (3.6)$$

$$\left(h_4 + \frac{V_4^2}{2}\right) + \omega \left(h_8 + \frac{V_8^2}{2}\right) = (1 + \omega) \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2}\right) \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_5 \left(h_5 + \frac{V_5^2}{2}\right) = \dot{m}_6 \left(h_6 + \frac{V_6^2}{2}\right) \quad (3.8)$$

Burada ejektöre giren birincil ve ikincil akışın kütle oranını ifade eden ω , Eş. (3.9)'da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$\omega = \dot{m}_8 / \dot{m}_3 \quad (3.9)$$

Sistemdeki soğutucu akışkan hızının kompresör emiş bölgesinde 5-7 m/s olması tavsiye edilir (Trott & Welch, 1999). Ejektör çıkışı ile kompresör girişi arasında buharlaştırıcı olduğundan, bu çalışmada difüzör çıkışındaki soğutucu akışkan hızı $V_6 = 15 \text{ m/s}$ olarak alınmıştır.

Ejektörün lüle, karışım bölgesi ve difüzör verimleri sırasıyla $\eta_n = 0,9$, $\eta_m = 0,8$ ve $\eta_d = 0,9$ olarak alınmış olup, bunlar için aşağıda Eş.(10), Eş.(11) ve Eş.(12) ile verilen verim ifadeleri kullanılmıştır.

$$\eta_n = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (3.10)$$

$$\eta_m = \frac{(1 + \omega)V_5^2}{V_4^2 + \omega V_8^2} \quad (3.11)$$

$$\eta_d = \frac{h_{6s} - h_5}{h_6 - h_5} \quad (3.12)$$

Sistemin soğutma kapasitesinin bilinmesi durumunda aşağıda verilen Eş.(3.13)'ten soğutucu akışkan debisini, Eş.(3.14)'ten de sistemin soğutma etkinliğini hesaplamak mümkündür.

$$\dot{Q} = \dot{m}_3[\omega(h_8 - h_7) + (1 + \omega)(h_1 - h_6)] \quad (3.13)$$

$$COP = \frac{\omega(h_8 - h_7) + (1 + \omega)(h_1 - h_6)}{(1 + \omega)(h_2 - h_1)} \quad (3.14)$$

Verilen matematiksel model EES (Engineering Equation Solver) ortamında çözülmüştür. Termodinamik analizde kullanılan bilinen parametreler ve bunlara göre hesaplanan çevrim noktalarına ait özellikler Çizelge 2 ve Çizelge 3'te görüldüğü gibidir.

Çizelge 3.2. Termodinamik analizde kullanılan bilinen parametreler

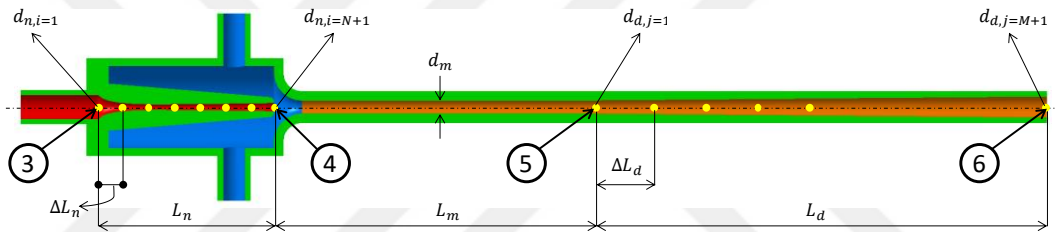
Parametre	Sembol	Değer
Soğutucu akışkan	R\$	R134a
Soğutma kapasitesi	$\dot{Q}_b$	14 kW
Buharlaştırıcı sıcaklığı	$T_{b,ds}$	5 °C
Buharlaştırıcı sıcaklığı	$T_{b,ys}$	12 °C
Yoğusturucu sıcaklığı	T_y	45 °C
Aşırı kızdırma sıcaklığı	$\Delta T_{sh,ds}$	3 °C
Aşırı kızdırma sıcaklığı	$\Delta T_{sh,ys}$	3 °C
Aşırı soğutma sıcaklığı	ΔT_{sc}	3 °C

Çizelge 3.3. Çevrim noktalarına ait termodinamik özellikler

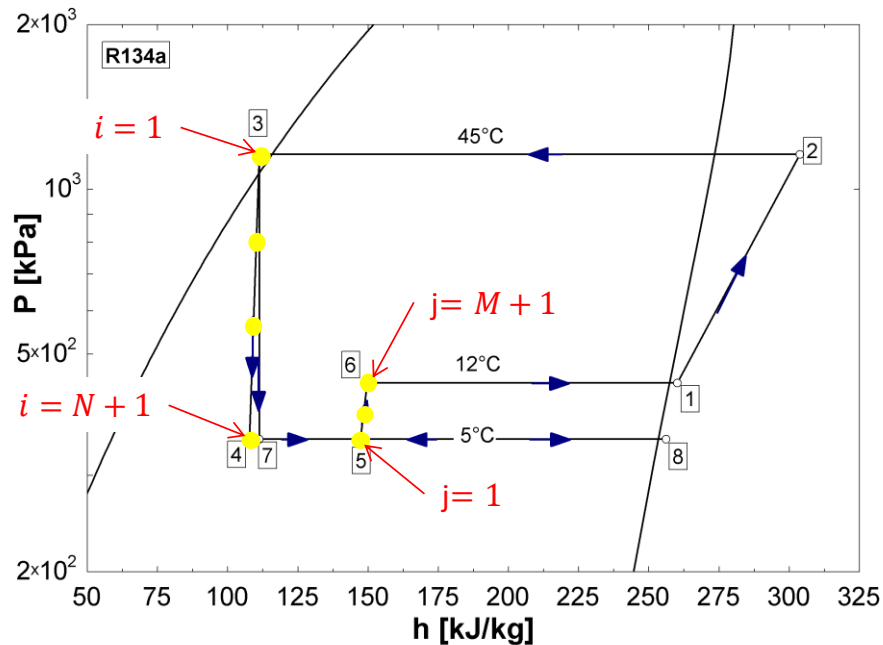
Çevrim No.	Basınç P [kPa]	Sıcaklık T [°C]	Entalpi h [kJ/kg]	Entropi s [kJ/kgK]	Yoğunluk ρ [kg/m ³]	Kuruluk Derecesi x [-]
(1)	443,3	15	260,1	0,9355	21,25	
(2)	1161	72,34	303,8	1,005	48,63	
(3)	1161	42	111,2	0,4039	1139	
(4)	349,9	5	107,7	0,4053	65,36	0,2523
(5)	349,9	5	145,5	0,541	37,8	0,4461
(6)	443,3	12	147,9	0,5418	50,08	0,4213
(7)	349,9	5	111,2	0,4179	61,21	0,2703
(8)	349,9	8	256,1	0,9386	16,88	

3.4. Ejektör Boyutlarının Belirlenmesi

Bu bölümde ejektörün lüle, karışım bölgesi ve difüzör boyutlarını belirlemekte kullanılan adımlar açıklanmıştır. Boyutlandırma çalışmasında Şekil 3.22’de belirtilen lüle çap ve uzunluğu, karışım bölgesi çap ve uzunluğu ve son olarak da difüzörün çap ve uzunluğu belirlenecektir. Lüle çapı lüle boyunca değişmektedir. Sunulan matematiksel model ile adım adım lüle çapı ve uzunluğu belirlenmekte nihayetinde lüle geometrisi oluşmaktadır. Karışım bölgesi çapı sabit olup, uzunluğu da karışım bölgesindeki sürtünme kayıpları dikkate alınarak belirlenmektedir. Difüzör çapı da difüzör uzunluğu boyunca değiştiğinden, lüle geometrisini belirleme kullanılan yöntem burada da uygulanmaktadır. Şekil 3.22’de belirtilen “i” ve “j” noktalarının P-h diyagramında gösterilişi de Şekil 3.23’te görüldüğü gibidir.



Şekil 3.22. Ejektör şematik gösterimi



Şekil 3.23. Boyutlandırmada kullanılan “i” ve “j” noktalarının P-h diyagramında gösterimi

3.4.1. Lüle Boyutlarının Belirlenmesi

Ejektörün termodinamik analizi bölümünde verilen matematiksel modelin çözümü sonucunda çevrim noktalarına ait tüm termodinamik özellikler bilinmektedir. Lüleden geçen soğutucu akışkanın basıncında $\Delta P = P_3 - P_4$ kadarlık düşüş olmaktadır. Lülede (3) ile (4) noktaları arasındaki ΔP basınç farkını N adet değişken adıma böldüğümüzü düşündüğümüzde, adımlar arasındaki basınç farkı için Eş.(3.15) kullanılabilir.

$$\Delta P_n = \frac{2 \cdot (P_3 - P_4)}{N \cdot (N + 1)} \quad (3.15)$$

Bu çalışmada, lüle girişinde daha kısa, lüle çıkışına doğru ise daha uzun adımlar kullanılarak lüle boyutları belirlenmiştir. Buna göre lülenin her bir "i" noktasındaki basınç için Eş.(3.16) kullanılabilir.

$$P_i = P_{i-1} - \Delta P_n \cdot (i - 1) \quad (3.16)$$

Soğutucu akışkanın her bir "i" noktasındaki entalpi değeri ise Eş.(3.17)'den bulunur.

$$h_i = h_3 - \eta_{n,i}(h_3 - h_{i,s}) \quad (3.17)$$

Burada $h_{i,s}$ olarak ifade edilen entalpi, $h_{i,s} = f[P_i, s_i]$ şeklinde her bir "i" noktasındaki basınç ve entropinin fonksiyonu olarak hesaplanabilir. İzentropik durum değişimi için her bir "i" noktasındaki entropinin $s_i = s_3$ şeklinde (3) noktasındaki entropiye eşit olduğu bilinmektedir. Eş.(3.17)'deki verim ifadesi için de aşağıdaki Eş.(3.18) kullanılabilir (Ünal, 2015).

$$\eta_{n,i} = \eta_n^{\left(\frac{i-1}{N}\right)} \quad (3.18)$$

Soğutucu akışkanın her bir "i" noktasındaki yoğunluğunu da Eş.(3.19)'dan hesaplamak mümkündür.

$$\rho_i = f[P_i, h_i] \quad (3.19)$$

Lüledeki akış için (3) noktası ile her bir "i" noktası arasındaki enerji denkleminden Eş.(3.20)'de verilen hız ifadesini yazmak mümkündür.

$$V_i = \sqrt{2(h_3 - h_i)} \quad (3.20)$$

Buna göre süreklilik denkleminde her bir "i" noktasındaki lüle çapı Eş.(3.21) ile hesaplanabilir.

$$d_i = \sqrt{(4\dot{m}_3)/(\pi\rho_i V_i)} \quad (3.21)$$

Her bir ΔP_n adımı için lüle çapı belirlendikten sonra gerekli lüle boyu için de Eş.(3.22)'de verilen momentum denklemini kullanmak mümkündür.

$$P_{n,i-1}A_{n,i-1} + \dot{m}_{n,i-1}V_{n,i-1} = P_{n,i}A_{n,i} + \dot{m}_{n,i}V_{n,i} + \Delta F_{f,n} \quad (3.22)$$

ΔP_n yeterince küçük seçildiğinde elde edilecek ΔL_n lüle boyu da çok küçük olacaktır ve dolayısı ile $A_{n,i-1} \cong A_{n,i} = A_n$ kabulü yapılabilir. Ayrıca süreklilik denkleminde $\dot{m}_{n,i-1} = \dot{m}_{n,i} = \dot{m}_3$ olduğu bilinmektedir. Bu durumda her bir ΔP_n basınç farkı için sürtünme kuvveti Eş.(3.23)'ten hesaplanabilir.

$$\Delta F_{f,n} = (P_{n,i-1} - P_{n,i})A_n + \dot{m}_3(V_{n,i-1} - V_{n,i}) \quad (3.23)$$

Sürtünme kuvveti $\Delta F_{f,n}$ için Eş.(3.24)'te verilen ifade yazılabilir.

$$\Delta F_{f,n} = \tau_{w,n}A_{f,n} = \left(\frac{f_n}{8}\rho_n V_n^2\right)(\pi d_n \Delta L_n) \quad (3.24)$$

Eş.(3.23) ve Eş.(3.24)'teki alan, çap, hız ve yoğunluk aşağıda Eş.(3.25~28)'de ifade edildiği gibi (i - 1) ve (i) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır.

$$A_n = (A_{i-1} + A_i)/2 \quad (3.25)$$

$$d_n = (d_{i-1} + d_i)/2 \quad (3.26)$$

$$V_n = (V_{i-1} + V_i)/2 \quad (3.27)$$

$$\rho_n = (\rho_{i-1} + \rho_i)/2 \quad (3.28)$$

Eş.(3.24)'teki sürtünme katsayısı f_n için Eş.(3.29)'da verilen Haaland denklemi kullanılabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f_n}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_n} + \left(\frac{\varepsilon/d_n}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3.29)$$

Lüledeki akış çift fazlı akış olduğundan Eş.(3.29)'daki Reynolds sayısı için Eş.(3.30)'da verilen eşdeğer Reynolds sayısını kullanmak mümkündür.

$$Re_n = Re_{l,n} + Re_{v,n} \left(\frac{\mu_{v,n}}{\mu_{l,n}} \right) \left(\frac{\rho_{l,n}}{\rho_{v,n}} \right)^{0,5} \quad (3.30)$$

Burada $Re_{l,n}$ ve $Re_{v,n}$ sırası ile lülede sıvı ve buhar fazındaki soğutucu akışkanın Reynolds sayıları olup, Eş.(3.31) ve Eş.(3.32)'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$Re_{l,n} = V_n d_n (1 - x_n) / \vartheta_{l,n} \quad (3.31)$$

$$Re_{v,n} = V_n d_n x_n / \vartheta_{v,n} \quad (3.32)$$

Eş.(3.31) ve Eş.(3.32)'deki x_n soğutucu akışkanın kuruluk derecesi olup, Eş.(3.33)'te ifade edildiği gibi $(i - 1)$ ve (i) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınabilir.

$$x_n = (x_{i-1} + x_i)/2 \quad (3.33)$$

Eş.(3.30)'daki $\mu_{l,n}$ ve $\mu_{v,n}$ soğutucu akışkanın her bir "i" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki dinamik viskozitesi, $\rho_{l,n}$ ve $\rho_{v,n}$ ise yine soğutucu akışkanın her bir "i" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki yoğunluğunu ifade etmektedir. Eş.(3.31) ve Eş.(3.32)'deki $\nu_{l,n}$ ve $\nu_{v,n}$ de soğutucu akışkanın her bir "i" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki kinematik viskoziteleridir.

Buna göre her bir ΔP_n adımı için gerekli ΔL_n uzunluğu ise aşağıda verilen Eş.(3.34)'ten hesaplanabilir.

$$\Delta L_n = \frac{2d_n}{f_n} \left[\frac{\Delta P_n}{\rho_n V_n^2} + \frac{\Delta V_n}{V_n} \right] \quad (3.34)$$

Her bir ΔP_n basınç farkı için bulunan ΔL_n değerleri toplanarak toplam lüle boyu ise Eş.(3.35)'ten hesaplanır.

$$L_{n,i} = L_{n,i-1} + \Delta L_n \quad (3.35)$$

3.4.2. Karışım Bölgesi Boyutlarının Belirlenmesi

Bu çalışmada ejektörün karışım bölgesindeki işlemin sabit basınç ve sabit kesit alanda gerçekleştiği varsayımı yapılmıştır. Buna göre karışım bölgesindeki kütlenin korunumu ifadesi Eş.(3.36)'da görüldüğü gibi ifade edilebilir.

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_8 = \dot{m}_5 \quad (3.36)$$

Yapılan kabullere göre karışım bölgesinin çapı, difüzörün giriş çapına eşit olup, Eş.(3.37)'de verilen denklemden hesaplanabilir.

$$d_5 = \sqrt{(4\dot{m}_5)/(\pi\rho_5 V_5)} \quad (3.37)$$

Karışım bölgesi uzunluğunun belirlenmesinde ise aşağıda Eş.(3.38)'de görülen momentum denklemi kullanılmıştır.

$$P_4 A_4 + \dot{m}_4 V_4 + P_8 A_8 + \dot{m}_8 V_8 = P_5 A_5 + \dot{m}_5 V_5 + F_{f,m} \quad (3.38)$$

Bu denklemde $P_4 = P_8 = P_5$, $A_4 + A_8 = A_5$ ve $d_m = d_5$ olduğu dikkate alınmalıdır. Ayrıca Eş.(3.38)'de son terim olarak yer alan sürtünme kuvveti Eş.(3.39) kullanılarak hesaplanabilir.

$$F_{f,m} = \left(\frac{f_m}{8} \rho_m V_m^2 \right) (\pi d_m L_m) \quad (3.39)$$

Eş.(3.38) ve Eş.(3.39)'da verilen denklemlerden de karışım bölgesi uzunluğunu hesaplamakta kullanılabilecek olan Eş.(3.40)'da görülen ifadeyi yazmak mümkündür.

$$L_m = \frac{8}{f_m} \frac{(\dot{m}_4 V_4 + \dot{m}_8 V_8 - \dot{m}_5 V_5)}{\pi d_m \rho_m V_m^2} \quad (3.40)$$

Karışım bölgesindeki sürtünme kuvvetinin oluşumunda cidara yakın akımlar daha etkin olacağından, Eş.(3.40)'taki soğutucu akışkan yoğunluğu (ρ_m) ve hızı (V_m) için aşağıda Eş.(3.41) ve Eş.(3.42)'de görüldüğü gibi, soğutucu akışkanın buharlaştırıcıdan çıkıp ejektöre girdiği noktadaki, yani ikincil akışın yoğunluk ve hızı ile difüzör girişindeki soğutucu akışkanın yoğunluk ve hızının ortalama değerleri kullanılmıştır (Ünal, 2015).

$$\rho_m = (\rho_8 + \rho_5)/2 \quad (3.41)$$

$$V_m = (V_8 + V_5)/2 \quad (3.42)$$

Karışım bölgesi uzunluğunu hesaplamakta kullanılan Eş.(3.40)'taki sürtünme katsayısı f_m için Eş.(3.43)'te görüldüğü gibi Haaland denklemi kullanılmıştır.

$$\frac{1}{\sqrt{f_m}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_m} + \left(\frac{\varepsilon/d_m}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3.43)$$

Karışım bölgesindeki akış da çift fazlı akış olduğundan Eş.(3.43)'teki Reynolds sayısı için Eş.(3.44)'te verilen eşdeğer Reynolds sayısını kullanmak mümkündür.

$$Re_m = Re_{l,m} + Re_{v,m} \left(\frac{\mu_{v,m}}{\mu_{l,m}} \right) \left(\frac{\rho_{l,m}}{\rho_{v,m}} \right)^{0,5} \quad (3.44)$$

Burada $Re_{l,m}$ ve $Re_{v,m}$ sırası ile karışım bölgesinde sıvı ve buhar fazındaki soğutucu akışkanın Reynolds sayıları olup, Eş.(3.45) ve Eş.(3.46)'da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$Re_{l,m} = V_m d_m (1 - x_m) / \vartheta_{l,m} \quad (3.45)$$

$$Re_{v,m} = V_m d_m x_m / \vartheta_{v,m} \quad (3.46)$$

Eş.(3.45) ve Eş.(3.46)'daki x_m karışım bölgesindeki soğutucu akışkanın kuruluk derecesi olup, $x_m = x_5$ olarak kabul edilmiştir.

Eş.(3.44)'teki $\mu_{l,m}$ ve $\mu_{v,m}$ soğutucu akışkanın doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki dinamik viskozitesi, $\rho_{l,m}$ ve $\rho_{v,m}$ ise yine soğutucu akışkanın doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki yoğunluğunu ifade etmektedir. Eş.(3.45) ve Eş.(3.46)'daki $\vartheta_{l,m}$ ve $\vartheta_{v,m}$ de soğutucu akışkanın doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki kinematik viskozitesidir. Belirtilen dinamik viskozite, yoğunluk ve kinematik viskozite değerleri, karışım bölgesi basıncı P_5 ve kuruluk derecesinin fonksiyonu olarak hesaplanmıştır.

3.4.3. Difüzör Boyutlarının Belirlenmesi

Difüzör boyutlarının belirlenmesinde lüle boyutlarının belirlenmesinde kullanılan adımlar takip edilmiştir. Buna göre, difüzörde geçen soğutucu akışkanın basıncında $\Delta P = P_6 - P_5$ kadarlık artış olmaktadır. Difüzörde (5) ile (6) noktaları arasındaki ΔP basınç farkını M adet değişken adıma böldüğümüzü düşündüğümüzde, adımlar arasındaki basınç farkı için Eş.(3.47) kullanılabilir.

$$\Delta P_d = \frac{2 \cdot (P_6 - P_5)}{M \cdot (M + 1)} \quad (3.47)$$

Bu çalışmada, difüzör girişinde daha kısa, difüzör çıkışına doğru ise daha uzun adımlar kullanılarak difüzör boyutları belirlenmiştir. Buna göre difüzörün her bir "j" noktasındaki basınç için Eş.(3.48) kullanılabilir.

$$P_j = P_{j-1} + \Delta P_d \cdot (j - 1) \quad (3.48)$$

Soğutucu akışkanın her bir "j" noktasındaki entalpi değeri ise Eş.(3.49)'dan bulunur.

$$h_j = h_5 + (h_{j,s} - h_5) / \eta_{d,j} \quad (3.49)$$

Burada $h_{j,s}$ olarak ifade edilen entalpi, $h_{j,s} = f[P_j, s_j]$ şeklinde her bir "j" noktasındaki basınç ve entropinin fonksiyonu olarak hesaplanabilir. İzentropik durum değişimi için her bir "j" noktasındaki entropinin $s_j = s_5$ şeklinde (5) noktasındaki entropiye eşit olduğu bilinmektedir. Eş.(3.49)'daki difüzör verim ifadesi için de aşağıdaki Eş.(3.50) kullanılabilir (Ünal, 2015).

$$\eta_{d,j} = \eta_d^{\left(\frac{j-1}{M}\right)} \quad (3.50)$$

Soğutucu akışkanın her bir "j" noktasındaki yoğunluğunu da Eş.(3.51)'den hesaplamak mümkündür.

$$\rho_j = f[P_j, h_j] \quad (3.51)$$

Difüzördeki akış için (5) noktası ile her bir "j" noktası arasındaki enerji denkleminde Eş.(3.52)'de verilen hız ifadesini yazmak mümkündür.

$$V_j = \sqrt{2(h_5 - h_j) - V_5^2} \quad (3.52)$$

Buna göre süreklilik denkleminde her bir "j" noktasındaki difüzör çapı Eş.(3.53) ile hesaplanabilir.

$$d_j = \sqrt{(4\dot{m}_5)/(\pi\rho_j V_j)} \quad (3.53)$$

Her bir ΔP_d adımı için difüzör çapı belirlendikten sonra gerekli difüzör uzunluğu için de Eş.(3.54)'te verilen momentum denklemini kullanmak mümkündür.

$$P_{d,j-1}A_{d,j-1} + \dot{m}_{d,j-1}V_{d,j-1} = P_{d,j}A_{d,j} + \dot{m}_{d,j}V_{d,j} + \Delta F_{f,d} \quad (3.54)$$

ΔP_d yeterince küçük seçildiğinde elde edilecek ΔL_d difüzör uzunluğu da çok küçük olacaktır ve dolayısı ile $A_{d,j-1} \cong A_{d,j} = A_d$ kabulü yapılabilir. Ayrıca süreklilik denkleminde $\dot{m}_{d,j-1} = \dot{m}_{d,j} = \dot{m}_5$ olduğu bilinmektedir. Bu durumda her bir ΔP_d basınç farkı için sürtünme kuvveti Eş.(3.55)'ten hesaplanabilir.

$$\Delta F_{f,d} = (P_{d,j-1} - P_{d,j})A_d + \dot{m}_5(V_{d,j-1} - V_{d,j}) \quad (3.55)$$

Sürtünme kuvveti $\Delta F_{f,d}$ için Eş.(3.56)'da verilen ifade yazılabilir.

$$\Delta F_{f,d} = \tau_{w,d}A_{f,d} = \left(\frac{f_d}{8}\rho_d V_d^2\right)(\pi d_d \Delta L_d) \quad (3.56)$$

Eş.(3.55) ve Eş.(3.56)'daki alan, çap, hız ve yoğunluk aşağıda Eş.(3.57~60)'ta ifade edildiği gibi $(j - 1)$ ve (j) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınmıştır.

$$A_d = (A_{j-1} + A_j)/2 \quad (3.57)$$

$$d_d = (d_{j-1} + d_j)/2 \quad (3.58)$$

$$V_d = (V_{j-1} + V_j)/2 \quad (3.59)$$

$$\rho_d = (\rho_{j-1} + \rho_j)/2 \quad (3.60)$$

Eş.(3.56)'daki sürtünme katsayısı f_d için Eş.(3.61)'de verilen Haaland denklemi kullanılabilir.

$$\frac{1}{\sqrt{f_d}} = -1,8 \log \left[\frac{6,9}{Re_d} + \left(\frac{\varepsilon/d_d}{3,7} \right)^{1,11} \right] \quad (3.61)$$

Difüzördeki akış çift fazlı akış olduğundan Eş.(3.61)'deki Reynolds sayısı için Eş.(3.62)'de verilen eşdeğer Reynolds sayısını kullanmak mümkündür.

$$Re_d = Re_{l,d} + Re_{v,d} \left(\frac{\mu_{v,d}}{\mu_{l,d}} \right) \left(\frac{\rho_{l,d}}{\rho_{v,d}} \right)^{0,5} \quad (3.62)$$

Burada $Re_{l,d}$ ve $Re_{v,d}$ sırası ile difüzörde sıvı ve buhar fazındaki soğutucu akışkanın Reynolds sayıları olup, Eş.(3.63) ve Eş.(3.64)'te görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

$$Re_{l,d} = V_d d_d (1 - x_d) / \vartheta_{l,d} \quad (3.63)$$

$$Re_{v,d} = V_d d_d x_d / \vartheta_{v,d} \quad (3.64)$$

Eş.(3.63) ve Eş.(3.64)'teki x_d soğutucu akışkanın kuruluk derecesi olup, Eş.(3.65)'te ifade edildiği gibi $(j - 1)$ ve (j) noktalarındaki değerlerinin ortalaması olarak alınabilir.

$$x_d = (x_{j-1} + x_j) / 2 \quad (3.65)$$

Eş.(3.62)'deki $\mu_{l,d}$ ve $\mu_{v,d}$ soğutucu akışkanın her bir "j" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki dinamik viskozitesi, $\rho_{l,d}$ ve $\rho_{v,d}$ ise yine soğutucu akışkanın her bir "j" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki yoğunluğunu ifade etmektedir. Eş.(3.63) ve Eş.(3.64)'teki $\vartheta_{l,d}$ ve $\vartheta_{v,d}$ de soğutucu

akışkanın her bir "j" noktasındaki doymuş sıvı ve doymuş buhar fazındaki kinematik viskoziteleridir.

Buna göre her bir ΔP_d adımı için gerekli ΔL_d uzunluğu ise aşağıda verilen Eş.(3.66)'dan hesaplanabilir.

$$\Delta L_d = \frac{2d_d}{f_d} \left[\frac{\Delta P_d}{\rho_d V_d^2} + \frac{\Delta V_d}{V_d} \right] \quad (3.66)$$

Her bir ΔP_d basınç farkı için bulunan ΔL_d değerleri toplanarak toplam difüzör uzunluğu ise Eş.(3.67)'den hesaplanır.

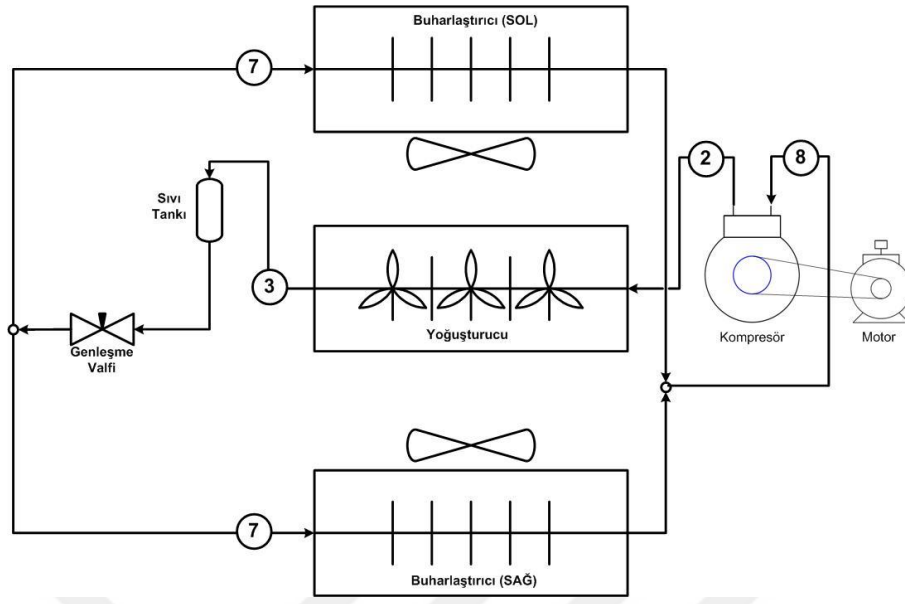
$$L_{d,j} = L_{d,j-1} + \Delta L_d \quad (3.67)$$

3.5. Deney Düzeneği ve Deneysel Çalışma

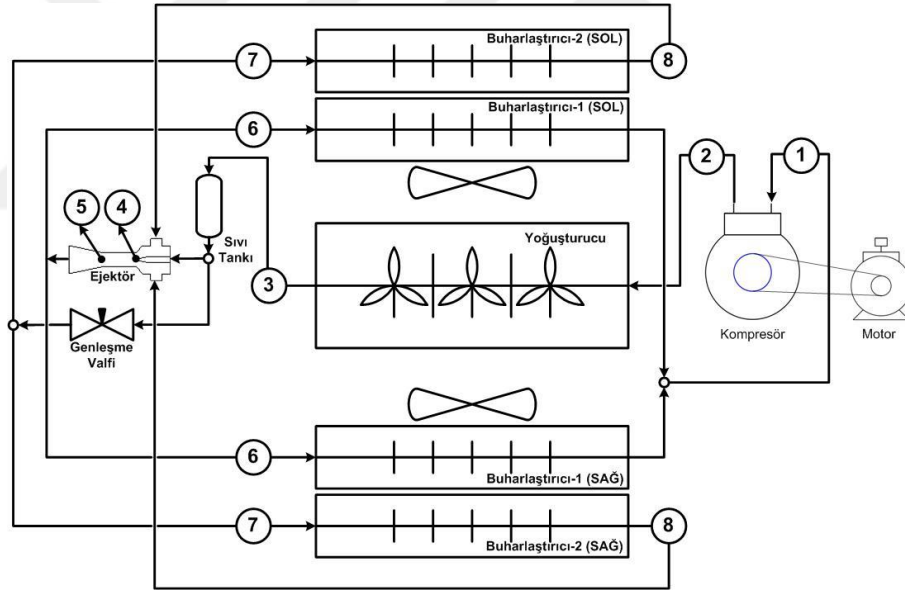
Deney düzeneğinin tasarım ve imalat süreçleri ile deney düzeneği kurulduktan sonraki deneysel çalışmalar aşağıdaki alt başlıklarda açıklanmıştır.

3.5.1. Deney Düzeneği

Burada sunulan çalışma TÜBİTAK 1001 programında yer alan 112M167 no'lu proje kapsamında gerçekleştirilmiştir. Otobüsler için ejektörlü klima sistemi için, bir boyutlu akışa göre gerçekleştirilen teorik çalışmalar tamamlandıktan sonra, deneysel çalışmaları gerçekleştirmek amacıyla deney düzeneği kurulmuştur. Proje başlangıcında, kurulacak deney düzeneğinde hem mevcut klima deneylerinin hem de ejektörlü klima deneylerinin yapılabileceği şekilde bir tasarım düşünülmüştü. Ancak mevcut klima içine her iki duruma ait buharlaştırıcı peteklerini yerleştirme imkânı olmamıştır. Bu nedenle önce mevcut klima deneyleri için hazırlanan buharlaştırıcı peteklerinin takılıp deneylerin yapılması, daha sonra bu peteklerin sökülüp yerine ejektörlü klima için hazırlanan buharlaştırıcı peteklerinin takılıp ejektörlü klima deneylerinin yapılması şeklinde tasarım gerçekleştirilmiştir. Her iki durumu gösteren şematik resimler Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'te verilmiştir.

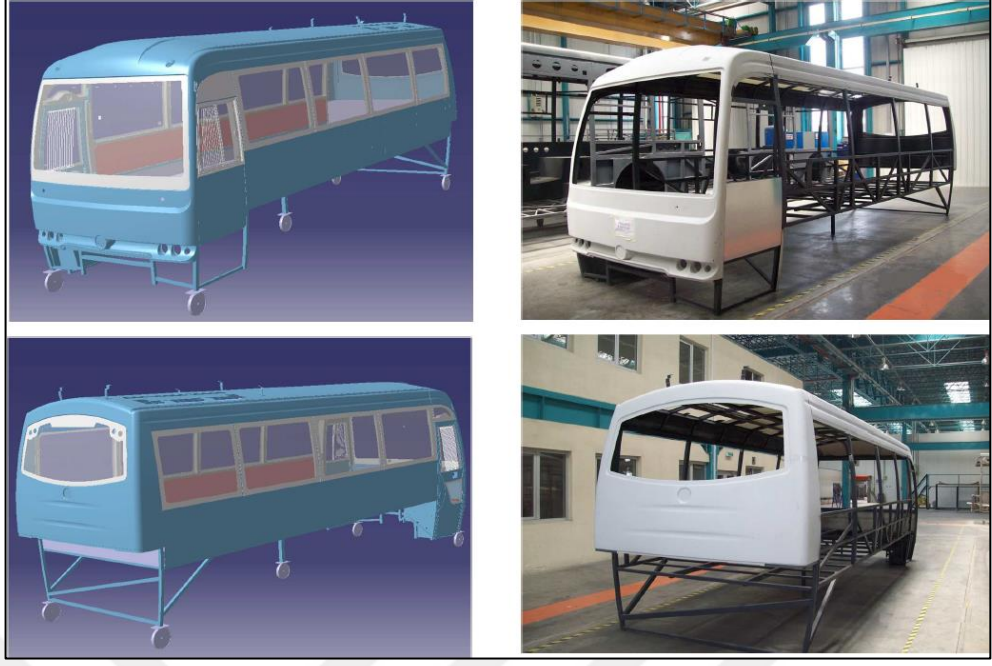


Şekil 3.24. Mevcut klima deneyleri için şematik gösterim



Şekil 3.25. Ejektörlü klima deneyleri için şematik gösterim

Şekil 3.24 ve Şekil 3.25'te görülen şematik resimlere göre deneylerde kullanılan Temsa Prestij midibüsünün gövde karkas resmi hazırlanmış ve Şekil 3.26 ve Şekil 3.27'de verilen resimlerde görüldüğü gibi karkas imalatı gerçekleştirilmiştir.



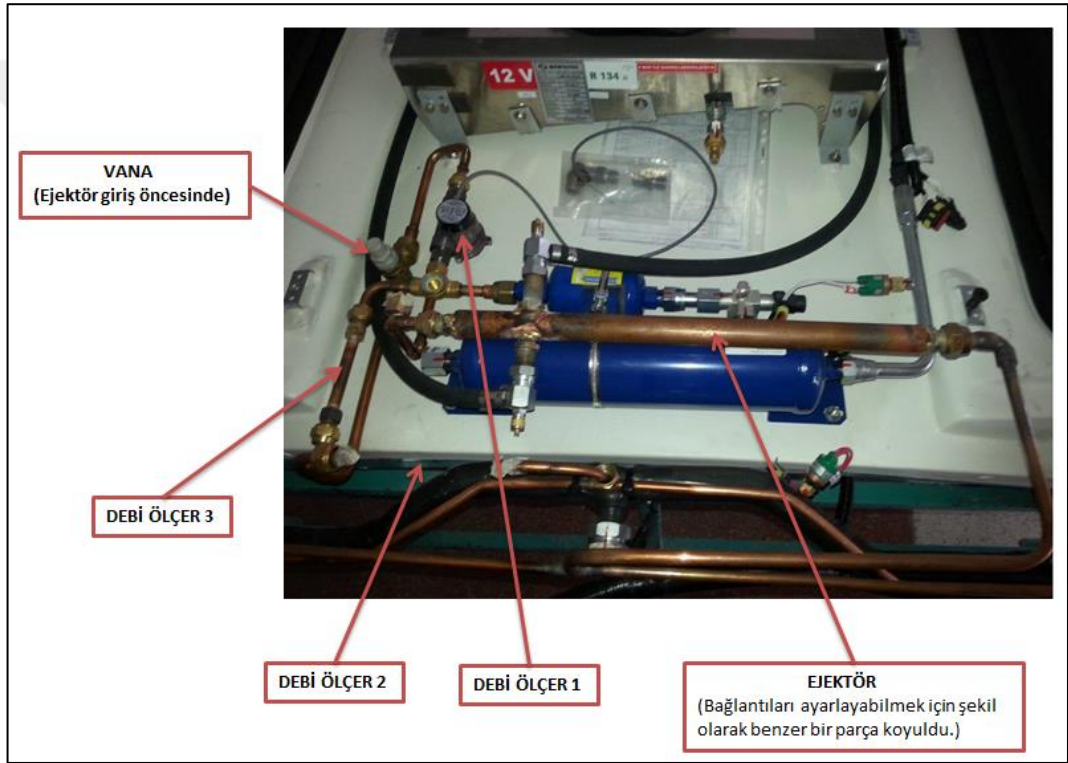
Şekil 3.26. Test karkası tasarım ve imalat resimleri



Şekil 3.27. Test karkası iç ve dış trim montajına ait fotoğraflar

Deney düzeneği için Temsa'nın üretmiş olduğu bir midibüs esas alınarak karkas yapı oluşturulmuştur. Midibüs gövdesinin tavan, yan duvar, pencere, taban döşemesi, vs. fiili duruma uygun olarak kapatılmış ve gerekli izolasyon çalışması yapılmıştır.

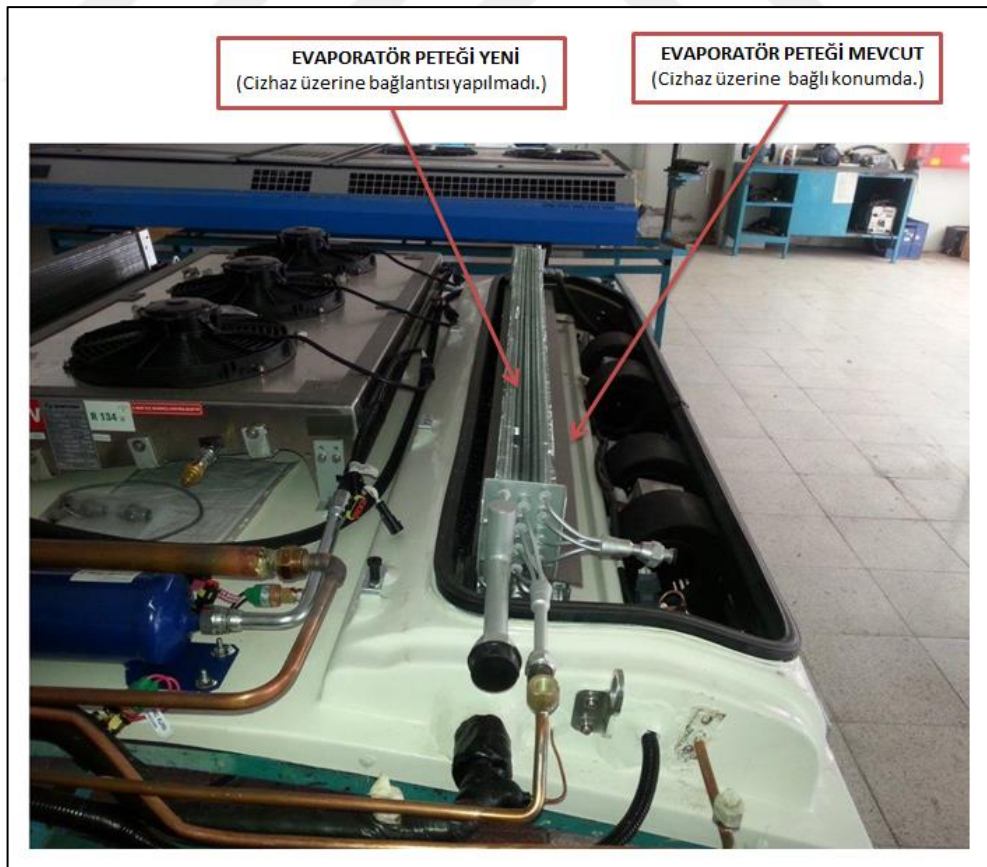
Deney düzeneği gövde imalatından sonra klima imalatı ve klima kompresörü montajı ile ilgili çalışmalar yapılmıştır. Klima imalatı, hem mevcut klima deneylerinin, hem de ejektörlü klima deneylerinin yapılabileceği şekilde düşünöldü. Ancak mevcut klima içine her iki duruma ait buharlaştırıcı peteklerini yerleştirme imkânı olmamıştır. Bu nedenle önce mevcut klima deneyleri için hazırlanan buharlaştırıcı petekleri takılıp deneylerin yapılması, daha sonra bu peteklerin sökölüp yerine ejektörlü klima için hazırlanan buharlaştırıcı peteklerinin takılıp ejektörlü klima deneylerinin yapılması şekilde tasarım yapılmıştır. Deneyler için hazırlanan klimaya ait fotoğraflar şekil 3.28, şekil 3.29 ve şekil 3.30’da verilmiştir.



şekil 3.28. Klima imalatına ait bir fotoğraf



Şekil 3.29. Klima imalatına ait bir fotoğraf



Şekil 3.30. Klima imalatına ait bir fotoğraf

Technical drawing of a mechanical part, showing three views: Front view, Section cut A-A, and Isometric view.

Front view: Shows the circular end of the part. It features a central hole with a diameter of $\phi 19$ and an outer diameter of $\phi 52$. The section line A-A is indicated by a blue arrow pointing to the right.

Section cut A-A: Shows the internal structure of the part. The total length is 592. The part is divided into three main sections: a left flange (175), a central shaft (110), and a right flange (307). The central shaft has a diameter of $\phi 19$. The right flange has a diameter of $\phi 30$ and a central hole with a diameter of $\phi 22$. The section cut A-A is indicated by a blue arrow pointing to the right.

Isometric view: Shows the 3D perspective of the part. It is a long, thin cylindrical component with a flange at one end and a smaller flange at the other. The section line A-A is indicated by a blue arrow pointing to the right.

Scale: 1:2

Söz konusu ejektör imalatı için farklı imalatçılar ile görüşülmüştür. Özellikle difüzör imalatı için uygun imalatçı bulmada problemler yaşanmıştır. Difüzörün 307mm uzunluğunda konik bir delikten oluşması, düşey yönde bu uzunlukta kurs mesafesi olan elektro erozyon tezgahı olan bir firma olmasını gerektirmektedir. Hazırlanan 3D resme göre imal edilen ejektöre ait fotoğraf da Şekil 3.32’de verilmiştir.

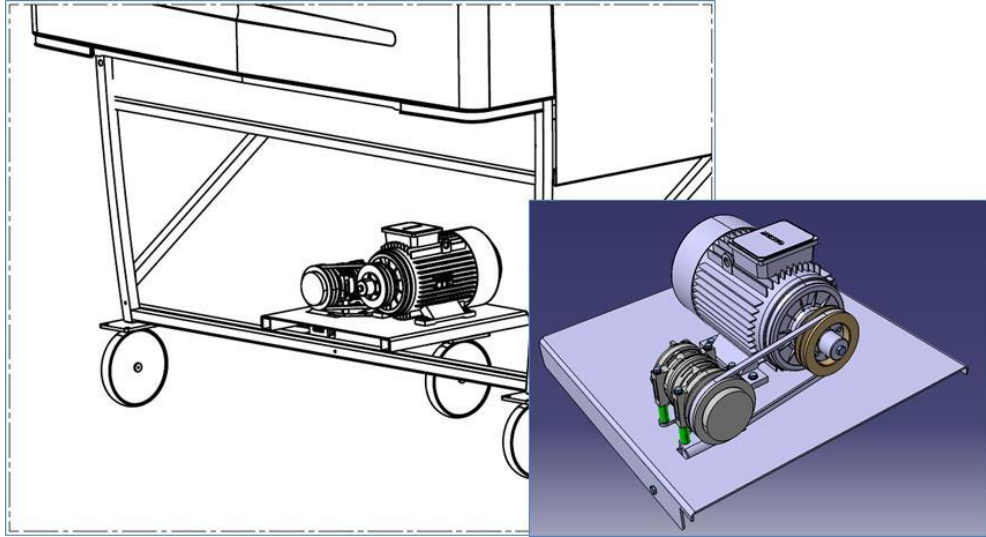


55



Şekil 3.33. Üç fazlı elektrik motoru

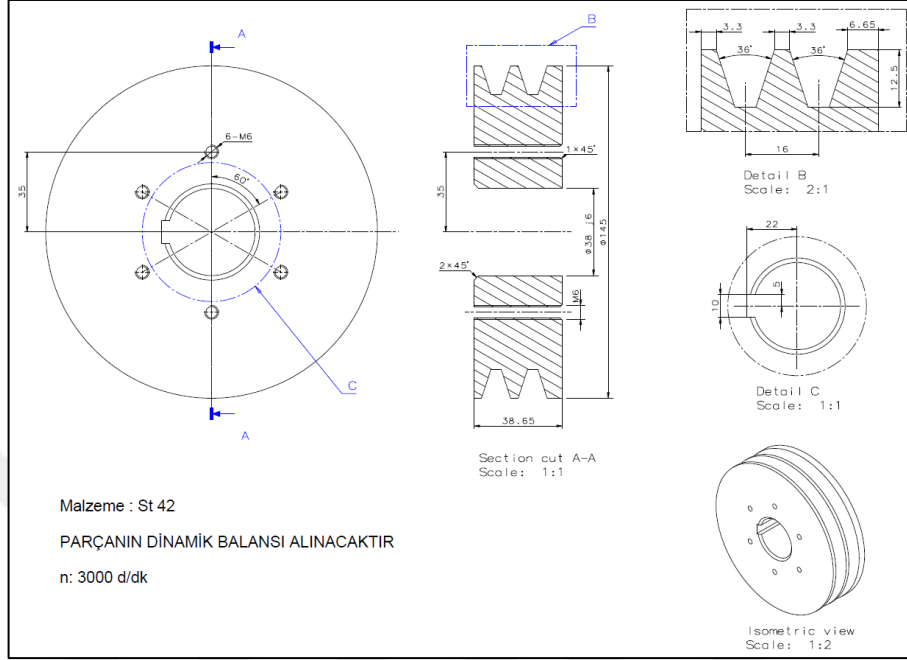
Bu motorun deney düzeneği karkası üzerine montajı için de tasarım çalışması yapılmış olup, yapılan çalışma Şekil 3.34’te gösterilmiştir.



Şekil 3.34. Klima kompresörü ve elektrik motoru montajı



Şekil 3.37 ve Şekil 3.38’de de üç fazlı elektrik motoruna bağlanarak klima kompresörünü tahrik edecek olan kasnak resmi ve bu resme göre imal edilen kasnağın fotoğrafı görülmektedir.



Şekil 3.37. Elektrik motoru kasnağı teknik resmi



Şekil 3.38. Elektrik motoru kasnak fotoğrafı

Deney düzeneği için gerekli parçalar tedarik edildikten sonra bunların montaj işlemleri gerçekleştirilmiştir. Temsa Global Arge Merkezi atölyesinde gerçekleştirilen klima kompresörü tabla montaj resmi Şekil 3.39’da, klimanın deney düzeneği üzerine montajı Şekil 3.40’ta, klima kompresörü montajı Şekil 3.41’de, elektrik motoru montajı Şekil 3.42’de ve alternatör montajı da Şekil 3.43’te verilmiştir. Ayrıca basınç, sıcaklık, bağıl nem ve hava hızı ölçerleri sensör ve kablo tesisatları montajları Şekil 3.44 ve Şekil. 3.45’te görüldüğü gibi yapılmıştır.



Şekil 3.39. Klima kompresörü tabla montajı



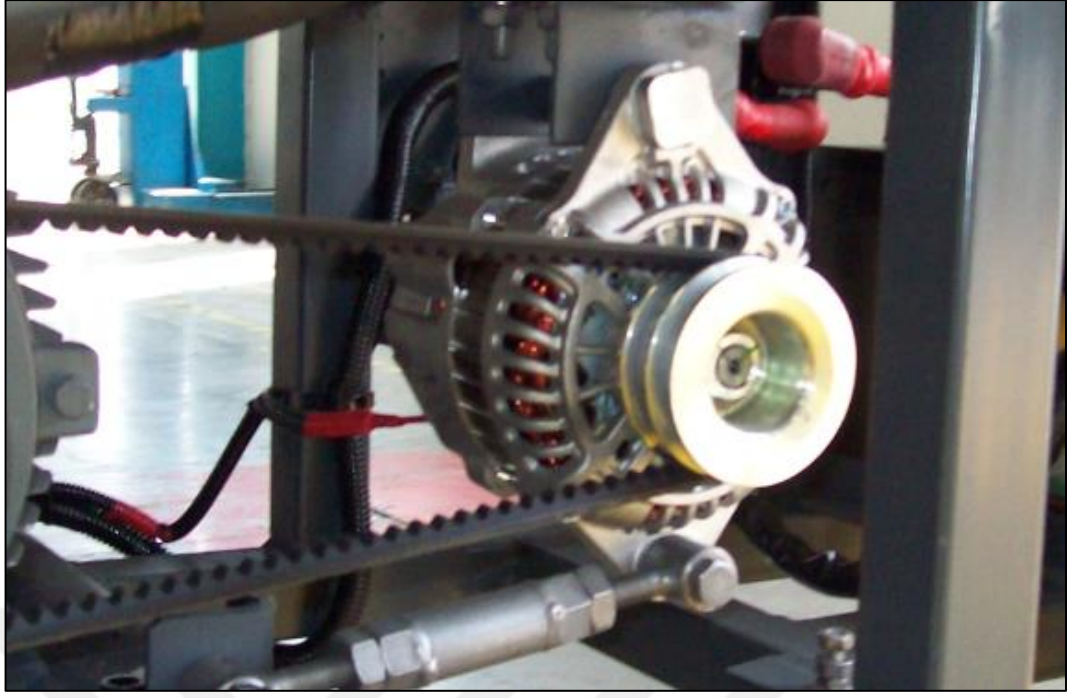
Şekil 3.40. Klima montajı



Şekil 3.41. Klima kompresörü montajı



Şekil 3.42. Elektrik motoru montajı



Şekil 3.43. Alternatör montajı



Şekil 3.44. Akü montajı



Şekil 3.45. Basınç ve sıcaklık sensörü montajı



Şekil 3.46. Bağıl nem ve hava hızı sensörü montajı

Tüm bu çalışmalardan sonra mevcut klima deneyi için hazırlıklar yapılmış, veri toplayıcı, güç analizörü ve hızölçerler deney düzeneği içine Şekil 3.47 ve Şekil 3.48’de görüldüğü gibi yerleştirilmiştir.



Şekil 3.47. Ölçüm cihazları genel görünüşü



Şekil 3.48. Hava hızı ölçüm cihazları

Sistem deney yapmak için hazır hale getirildikten sonra çalıştırılmıştır. Bu çalışmalar esnasında bazı problemlerle karşılaşılmış ve bunların çözümü yoluna gidilmiştir. Soğutucu akışkan debisini ölçmek için temin edilen ve polikarbon malzemenen

yapılan debiölçerlerde sızdırmazlık problemi olmuştur. Bu problemi çözmek için yapılan sıkma esnasında da debiölçerde Şekil 3.49'da görüldüğü gibi çatlama meydana gelmiştir. Bu nedenle sisteme daha uygun olan ve Şekil 3.50'de görülen debiölçer temin edilmiştir. Buna göre de boru güzergahları ve bağlantılarında değişiklik yapılmış olup sisteme ait son durum Şekil 3.51'de gösterilmiştir.



Şekil 3.49. Polikarbon malzemeden imal edilen debiölçerlerde meydana gelen çatlama problemi



Şekil 3.50. Paslanmaz çelik malzemeden imal edilen türbin tipi debiölçer



Şekil 3.51. Yeni debimetreye göre deney düzeneği son şekli

Safkar'ın midibüs klima sistemi 12V DC'ye göre tasarlanmıştır. Proje hazırlanırken, klima yoğuşturucu ve buharlaştırıcı fanlarının çalıştırılması için 220V AC akımın 12V DC akıma dönüştürülmesi planlanmıştır. Ancak Safkar'ın elektronik klima kumanda ünitesinin alternatör ile bağlantılı olması nedeniyle ve deney düzeneğinin mevcut aracı olduğu gibi simüle etmesi bakımından, 220V AC akımın 12V DC akıma dönüştürülmesi yerine, sisteme bir alternatör ve akü ilave edilmesinin daha uygun olacağı sonucuna varılmıştır. Buna göre de sisteme 75 amperlik bir alternatör ve bir akü ilave edilmiştir. İlave edilen alternatör elektrik motoruna ek bir yük getirmiş ve bu nedenle klimanın ilk çalıştırılması anında, seçilen motor yetersiz kalmıştır. Problemin çözümü için daha güçlü yeni bir motor ve hız kontrol ünitesi temin edilmiştir. Çıkan problemlerin çözülmesinden sonra mevcut ve ejektörlü klima için, sistem Şekil 3.52'te görüldüğü gibi atölye dışına alınmış ve deneyler burada yapılmıştır.

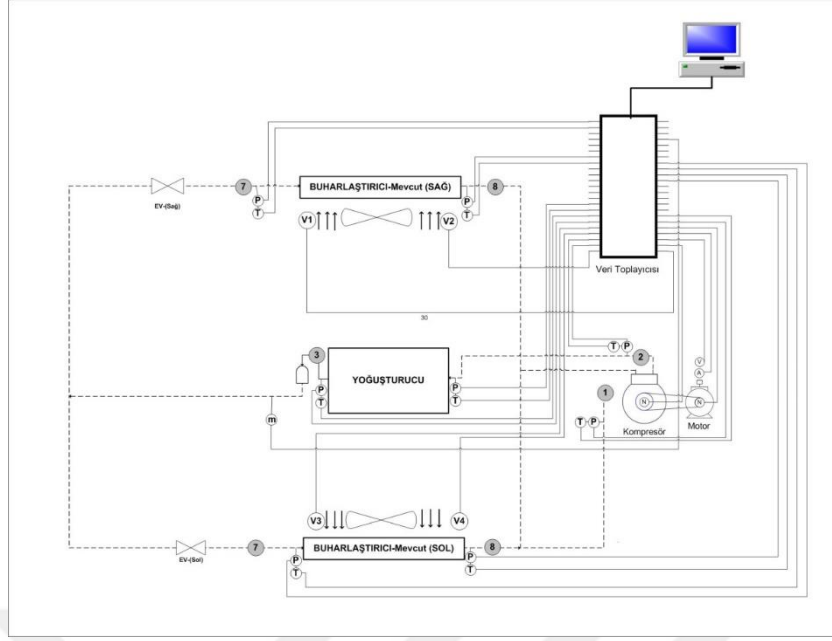


Şekil 3.52. Deney düzeneği

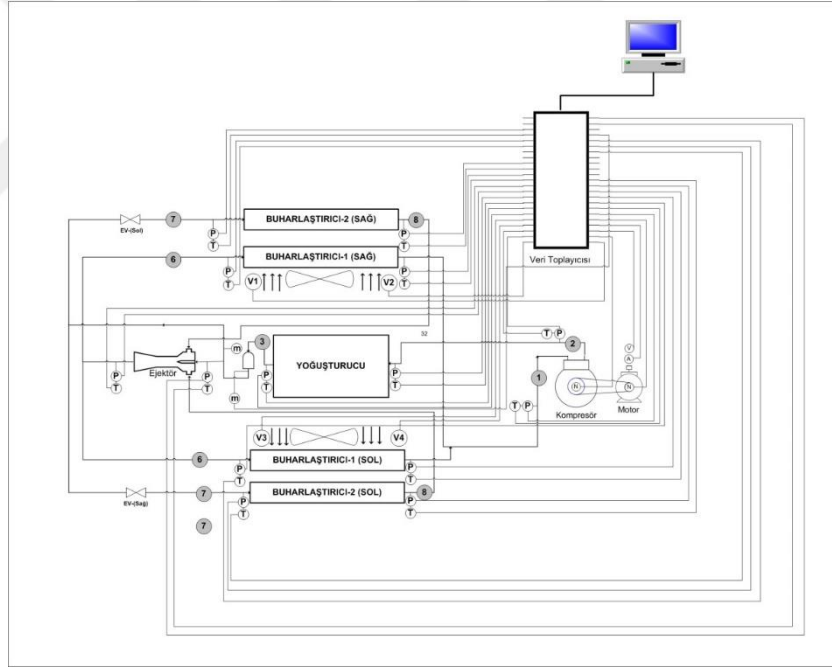
3.5.2. Deneysel Çalışma

Deneylein belirlenen sabit kompresör devirlerinde yapılabilmesi için sistemde devir kontrollü bir elektrik motoru kullanılmıştır. Deneysel çalışmada sistemin çeşitli noktalarından basınç ve sıcaklık değerleri alınmış, ayrıca yoğuşturucu çıkışında ve ejektör girişindeki soğutucu akışkan debileri ölçülmüştür. Kompresöre verilen işi belirlemek amacıyla da elektrik motoru üzerinden çekilen akım ve voltaj ölçülmüştür. Söz konusu ölçüm işlemleri bir veri toplayıcı üzerinden anlık olarak bilgisayara kaydedilmiştir.

Ölçüm sistemi için hazırlanan şematik gösterim, mevcut durum deneyleri için Şekil 3.53'te, ejektörlü durum deneyleri için ise Şekil 3.54'te verilmiştir. Kompresör giriş-çıkış, yoğuşturucu giriş-çıkış, buharlaştırıcı giriş-çıkış, ejektör giriş-çıkış noktalarından sıcaklık ve basınç değerleri, soğutucu akışkan debisi, kompresör devri, motorun çektiği akım ve voltaj, buharlaştırıcı üzerinden geçen havanın giriş-çıkış sıcaklık ve hızı, bağıl nem değerleri ölçülmüştür.



Şekil 3.53. Mevcut durum deneyleri için ölçüm sistemi şematik gösterimi



Şekil 3.54. Ejektörlü durum deneyleri için ölçüm sistemi şematik gösterimi

3.6. Ejektörün Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile Analizi

Bilgisayarların gelişimine paralel olarak, birçok problem henüz tasarım aşamasında iken analiz edilebilmekte ve probleme ait çeşitli çözümler sunulabilmektedir. Buna paralel olarak akış probleminin çözümünde de deneysel çalışmalara gerek duyulmadan, gelişmiş bilgisayar programları kullanılmakta, bu programlar ile sistem modellenilebilmekte ve oldukça güvenilir bir şekilde çözülebilmektedir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ile ilgili problemlerin çözümünde kullanılabilen çeşitli yazılımlar mevcuttur. Bunlardan bir tanesi de sonlu hacimler yöntemini kullanan FLUENT yazılımıdır. FLUENT, genel amaçlı bir HAD yazılımı olarak, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi problemlerinin çözümünde kullanılabilir. FLUENT sayesinde fiziksel modele ait çoğu problemi, deneysel bir çalışma yapmaya gerek duymadan, bilgisayar ortamında belirlemek ve çözüme kavuşturmak mümkündür.

Hesaplamalı akışkanlar dinamiğinin öne çıkan avantajlarından bazıları aşağıdaki gibi özetlenebilir (Dere, 2013):

- 1) HAD yazılımlarıyla yapılan modelleme sayesinde, sanal deney ortamı daima elimizin altında olur ve istenildiğinde farklı parametrelere göre analizler tekrarlanabilir.
- 2) Klasik deneylerde kullanılabileceğiniz ölçüm cihazları ve sensörler sınırlıdır. Oysa bir HAD analizinde kullandığınız sayısal ağ elemanı kadar ölçüm elemanımız vardır.
- 3) HAD, akış özelliklerini, akışı bozmadan incelememize olanak tanır.
- 4) HAD ile gözlemlenmesi tehlikeli veya ulaşılamaz bölgelerdeki akışkan davranışlarını inceleyebiliriz.
- 5) Deneysel çalışmaların aksine, az enerji ve insan gücü gerektirir.

Bu çalışmada hesaplamalar için sonlu hacim metodunu kullanan ANSYS FLUENT 18.0 HAD programı kullanılmıştır. Ejektördeki akış analizi için aşağıdaki kabuller yapılmıştır:

- 1) Akış daimi ve sıkıştırılabilir,
- 2) Akışkan ile çevresi arasındaki ısı transferi yok,
- 3) Yüzey sürtünmesi sıfır,

4) Kaldırma kuvvetinin etkisi ihmal edilebilir.

Bu kabuller altında temel korunum denklemleri aşağıdaki eşitliklerde görüldüğü gibi ifade edilebilir:

Kütlenin korunumu denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3.68)$$

Momentumun korunumu denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_j) = \frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.69)$$

Enerjinin korunumu denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}[u_i(\rho E + P)] = \vec{\nabla} \cdot \left(\alpha_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \vec{\nabla} \cdot [u_j(\tau_{ij})] \quad (3.70)$$

Burada kayma gerilmesi τ_{ij} Eş. (3.71)'de görüldüğü gibi ifade edilebilir.

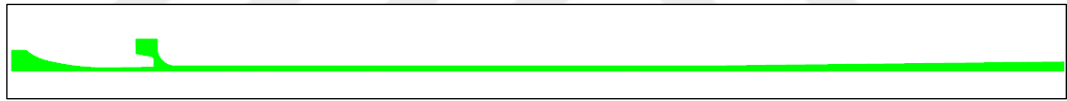
$$\tau_{ij} = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \quad (3.71)$$

Bu çalışmada, ejektörlü otobüs klimalarında, ejektör performansının, ejektör geometrisine bağlı parametrelere bağlı olarak, HAD yöntemi ile analizinin yapılması amaçlanmıştır. Bunun için Bölüm 3.4'te detayları verilen boyutlandırma yöntemine göre elde edilen ejektör boyutları kullanılarak, 14 kW soğutma kapasitesi olan midibüs kliması için, üç boyutlu ejektör tasarımı yapılmıştır. Ejektörde bir boyutlu akış varsayımına göre gerçekleştirilen ejektör tasarımı Şekil 3.31'de görüldüğü gibi olup, bu ejektörün karakteristik boyutları da Çizelge 3.4'te verilmiştir.

Çizelge 3.4. Bir boyutlu modele göre ejektörün karakteristik boyutları

Boyut	Sembol	Değer (mm)
Boğaz çapı	(d_{nt})	2,5
Lüle çıkış çapı	(d_4)	4,0
Karışım bölgesi çapı	(d_5)	6,7
Difüzör çıkış çapı	(d_6)	12,7
Yakınsak lüle uzunluğu	(L_{nc})	27,4
Iraksak lüle uzunluğu	(L_{nd})	60,5
Karışım bölgesi uzunluğu	(L_m)	147,3
Difüzör uzunluğu	(L_d)	245,6

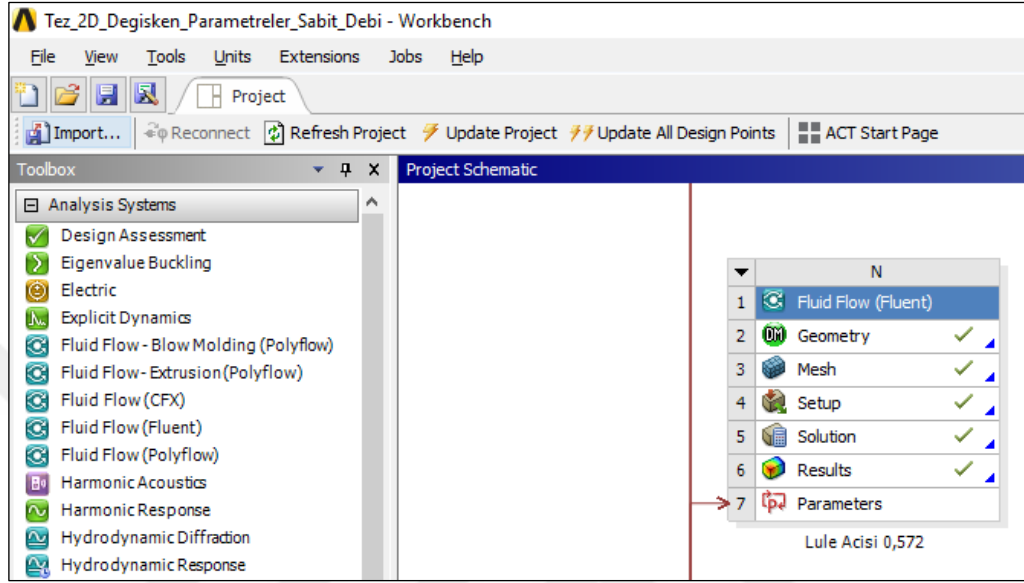
Ejektörün FLUENT ortamında oluşturulan modeli ise Şekil 3.55'te görüldüğü gibidir. Oluşturulan model eksenel simetrik akış varsayımına dayanmaktadır. Bu sayede daha az sayıda düğüm noktası oluşacağından, problemin bilgisayar ortamındaki çözümü de daha hızlı olabilmektedir.



Şekil 3.55. HAD analizi için oluşturulan ejektör modeli

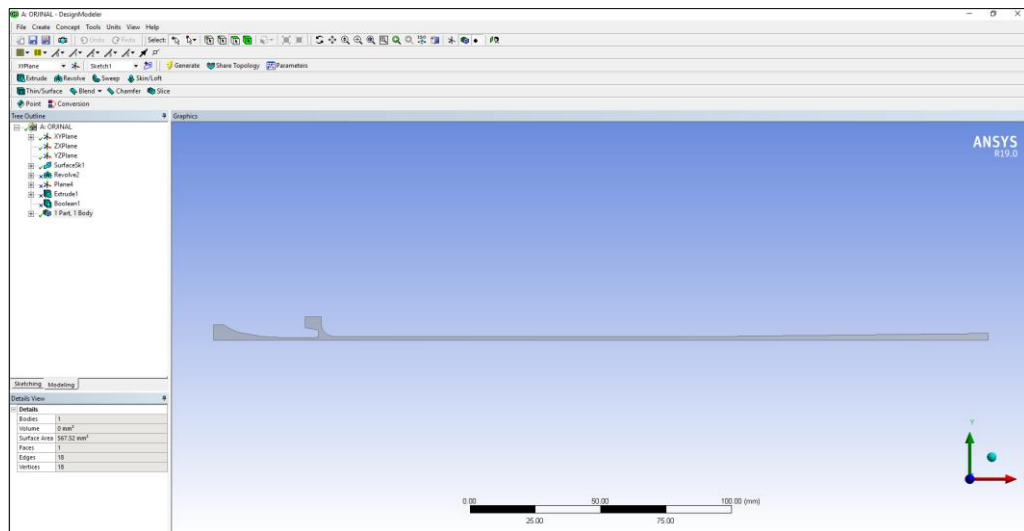
Analitik yöntemlerle çözümü çok zor veya bilinen yöntemlerle analitik olarak çözilemeyen birçok problem sayısal yöntemler kullanılarak çözülebilir hale gelmiştir. Sayısal yöntemlerden bazıları, sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler yöntemi olarak sıralanabilir. Bu çalışmada ele alınan problemin çözümünde olduğu gibi, akış problemlerinin çoğunda sonlu hacimler yönteminin en tutarlı ve en başarılı sonuçları verdiği yapılan çalışmalarla ortaya konmuştur. FLUENT programı da sonlu hacimler yöntemini kullanmaktadır. Ejektörün lüle kısmında akış ses üstü hızlara ulaşmaktadır. Bu durumda problemin çözümü daha zor ve karmaşık hale gelmektedir. Bu tür problemlerin çözümünde kullanılan FLUENT programında, akışın özelliğine göre ayarlanabilen çeşitli parametrelerle, akış analizi çok doğru bir şekilde yapılabilmektedir (Yakut, 2016).

Ejektördeki akış FLUENT paket programında yer alan modüller yardımıyla modellenebilmektedir. Fiziki problemin matematiksel modeli üç aşamada gerçekleştirilmektedir. Bunlar Şekil 3.56’da görüldüğü gibi, tasarım, ağ oluşturma ve çözüm şeklinde üç ana aşamadan meydana gelmektedir.



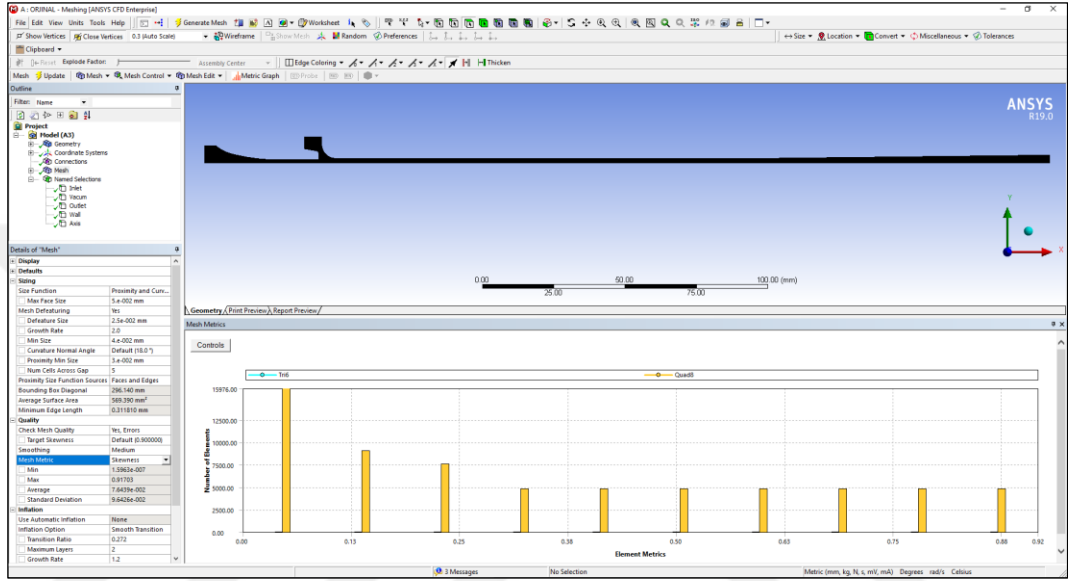
Şekil 3.56. FLUENT çözüm modeli

Ejektördeki akış analizinde kullanılan ejektör modeli, ANSYS programının tasarım modülü olan DesignModeler ile, ejektörün bir boyutlu akış modeline göre elde edilen ölçüleri dikkate alınarak Şekil 3.57’de görüldüğü gibi oluşturulmuştur.



Şekil 3.57. DesignModeler ortamındaki ejektör modeli

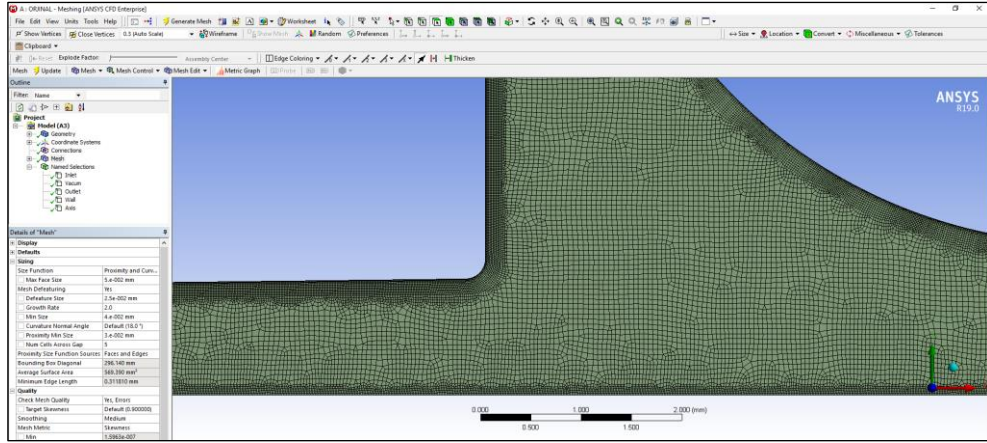
Tasarım DesignModeler’da çizildikten sonra, bir çözüm ağı oluşturmak için ANSYS Meshing modülü kullanılmıştır. Ağ oluşturma modülünde kullanılan ağ geometrisi ve sınır tabaka yüzeylerine uygulanacak ekstra teknikler belirlendikten sonra, akışın gerçekleşeceği yüzeylerin belirlenmesi süreci tamamlanmıştır. Ejektör tasarımının giriş, çıkış ve sınır yüzeyleri bu süreçte belirlenmiştir. Şekil 3.58, ejektörün ağ yapısının bir kesitini göstermektedir.



Şekil 3.58. Ejektör modelinin ağ yapısı

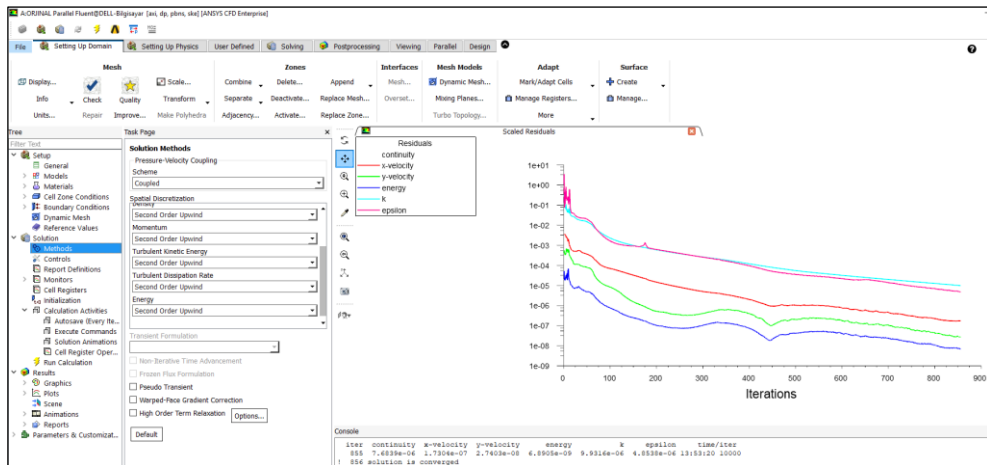
Ortaya çıkan çözüm ağı gözden geçirildiğinde, kullanılan tekniklerin FLUENT’te analize başlamak için uygun olduğu görülmüştür. En büyük çarpıklık değeri (skewness) 0,92 olarak belirlenmiştir. Bu değer FLUENT ile analiz yapmak için uygundur. Ayrıca geliştirilen modelde 622.681 bileşen ve 1.899.812 düğüm noktası bulunmaktadır. FLUENT’te her bileşenin matematiksel işleme tabi tutulacağı düşünüldüğünde, işlem yükü oldukça fazladır.

Çözüm ağının detay görünümü Şekil 3.59’da sunulmuştur. Sınır yüzeylerindeki akışın daha doğru bir şekilde analiz edilebilmesini sağlamak amacıyla, sınıra yakın bölgelerde, yüzeye yaklaştıkça daha da sıkılaşan ağ modeli (inflation yöntemi) kullanılarak, ayrı katmanlar oluşturulmuştur.



Şekil 3.59. Ejektör modelinin ağ detayı

Ağ oluşturma prosedürünü takiben, FLUENT, analiz için gerektiği gibi ayarlanmıştır. Sonlu kontrol hacmi denklemlerini kullanan FLUENT'te, ejektör akış analizi için COUPLED tekniği önerilir. FLUENT çalışması sırasında kondenserden gelen akış birinci giriş olarak, evaporatörden gelen akış ise ikinci giriş olarak belirlenmiştir. Ejektörün karışım bölgesinde birleşen bu iki akım, daha sonra ejektörün difüzör bölgesine girer ve yüksek sıcaklıklı evaporatöre ulaşmak için difüzörden çıkar. Hazırlanan modelde ejektördeki akışın çıkış bölümü olarak difüzör çıkışı belirlenmiştir. Hesaplamalar, deneysel çalışmadan alınan basınç ve akış verilerine dayalı olarak yapılmıştır. Deney verileri FLUENT uygulamasına aktarılmış ve Şekil 3.60'ta gösterildiği gibi uygun prosedürler seçilerek analiz edilmiştir. Ejektördeki akışın incelenmesinde, analizlere ve literatür verilerine dayalı olarak k-ε standart model seçilmiştir.

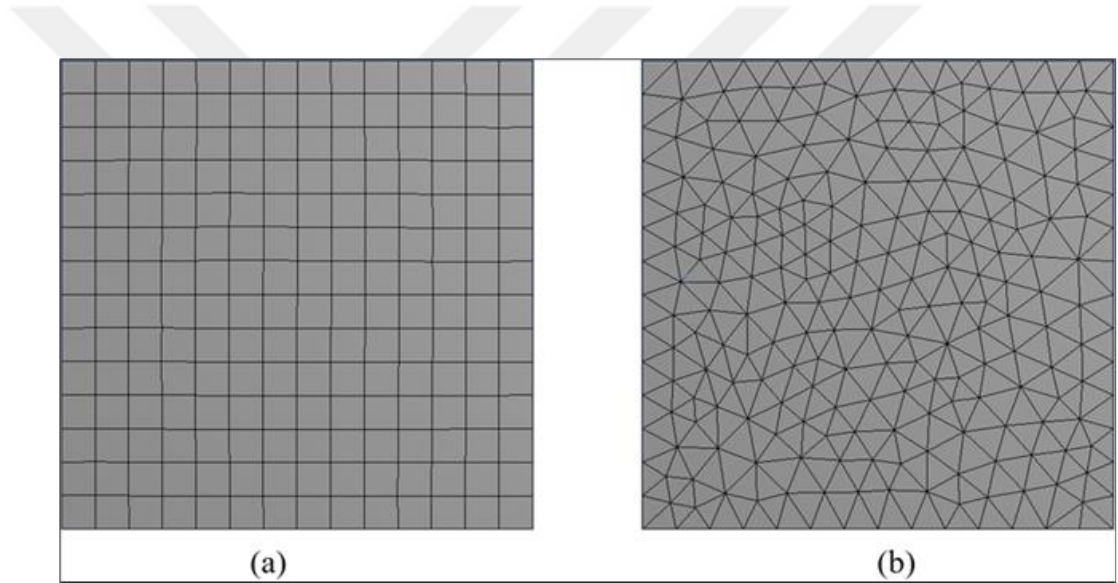


Şekil 3.60. FLUENT analiz ekranı

4. BULGULAR VE TARTIŞMALAR

4.1. Ağ Yapısı ve Ağ Bağımsızlığı

Akış analizlerinde yaygın bir şekilde kullanılan FLUENT paket programında yaygın olarak kullanılan iki farklı ağ yapısı bulunmaktadır. Bunlardan biri üçgen ağ yapısı, diğeri ise dörtgen ağ yapısıdır. Üçgen ağ yapısında üç adet kontrol noktası varken, dörtgen ağ yapısında dört adet kontrol noktası vardır. Bu da dörtgen ağ yapısının daha hassas sonuç vermesini sağlamaktadır. Basit geometrilerde üçgen ağ yapısı kullanılırken, daha karmaşık geometriler için dörtgen ağ yapısı kullanılmaktadır. Şekil 4.1 (a) ve (b)'de dörtgen ağ yapısı ve üçgen ağ yapısı örnekleri verilmiştir.

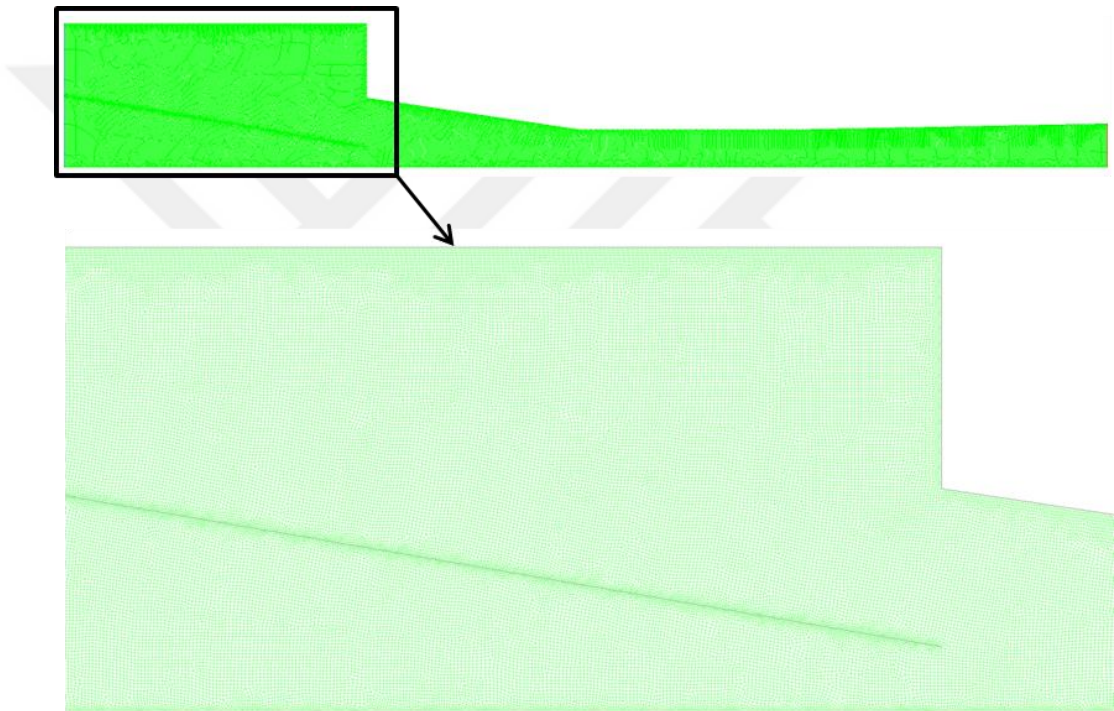


Şekil 4.1. Dörtgen ve üçgen ağ yapısı

Bu çalışmada kullanılacak ağ yapısının belirlenmesi amacıyla literatürde yapılan çalışmalar incelenmiştir. Ses üstü hızlara ulaşılan ejektör geometrisinde, literatürde yer alan çalışmaların büyük bir kısmında dörtgen ağ yapısının tercih edildiği görülmektedir. Dörtgen ağ yapısının kullanıldığı Li ve ark. (2019) tarafından yapılan çalışma, bu çalışmanın doğrulanması amacıyla kullanılmıştır (Li vd., 2019). Li ve ark. (2019) tarafından gerçekleştirilen çalışmada, beş farklı boğaz çapı ve üç farklı ağ sayısına göre analizler yapılmıştır. Li ve ark. (2019) üç farklı ağ sayısı olarak 65.100, 83.000 ve 105.600 değerlerini kullanmışlardır. Çıkan sonuçlara göre de bunların

içerisinden 83.000 ağ sayısına sahip olan model ile en iyi sonuçların elde edildiğini belirtmişlerdir.

Li ve ark. (2019) tarafından kullanılan ejektör modeli, belirtilen çalışmadaki ölçülere göre FLUENT ortamında modellenmiştir. Literatürde belirtilen ağ sayılarını bire bir elde etmek mümkün olmadığından, doğrulama çalışmasında literatürdeki değerlere yakın ağ sayıları olarak 66.376, 81.730 ve 104.901 değerlerine sahip geometrik modeller hazırlanmıştır. Hazırlanan geometrik model ve ağ yapısı Şekil 4.2’de gösterilmiştir.



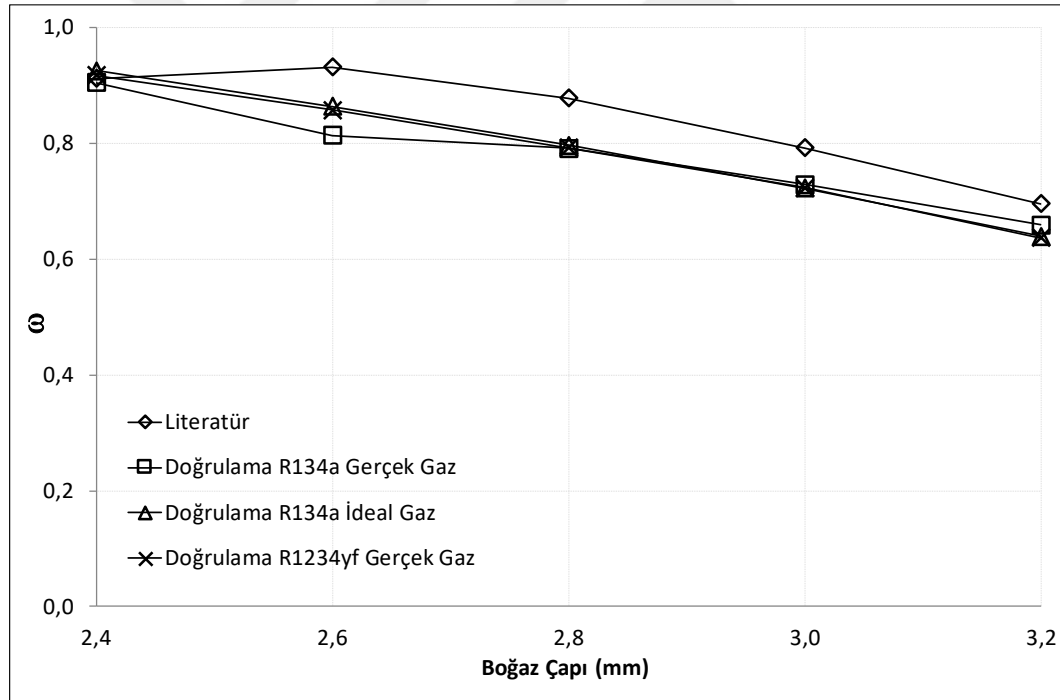
Şekil 4.2. Literatür doğrulama çalışmasında kullanılan geometrik model ve ağ yapısı

Üç farklı ağ sayısına göre yapılan analiz sonucunda, ağ sayısı 81.730 olan model ile en uygun sonuçların elde edildiği görülmüştür. Beş farklı boğaz çapına göre geometrik modeller oluşturularak ve literatür çalışmasında belirtilen sınır şartları referans alınarak analizler yapılmıştır. Literatürde yapılan çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a seçilmiş ve ideal gaz denklemlerine göre analizler yapılmıştır. Doğrulama çalışmasında buna ek olarak R134a ve R1234yf soğutucu akışkanlarının gerçek gaz denklemlerine göre de analizleri yapılmıştır. Li ve ark. (2019) tarafından yapılan çalışmada farklı boğaz çapları için elde edilen akış oranları ile doğrulama çalışmasında

elde edilen akış oranlarının karşılaştırması Çizelge 4.1 ve Şekil 4.3'te verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, ejektördeki akış için oluşturulan modelin literatür sonuçları ile oldukça uyum içinde olduğunu söylemek mümkündür.

Çizelge 4.1. Literatürdeki ve doğrulama çalışmasından elde edilen akış oranları

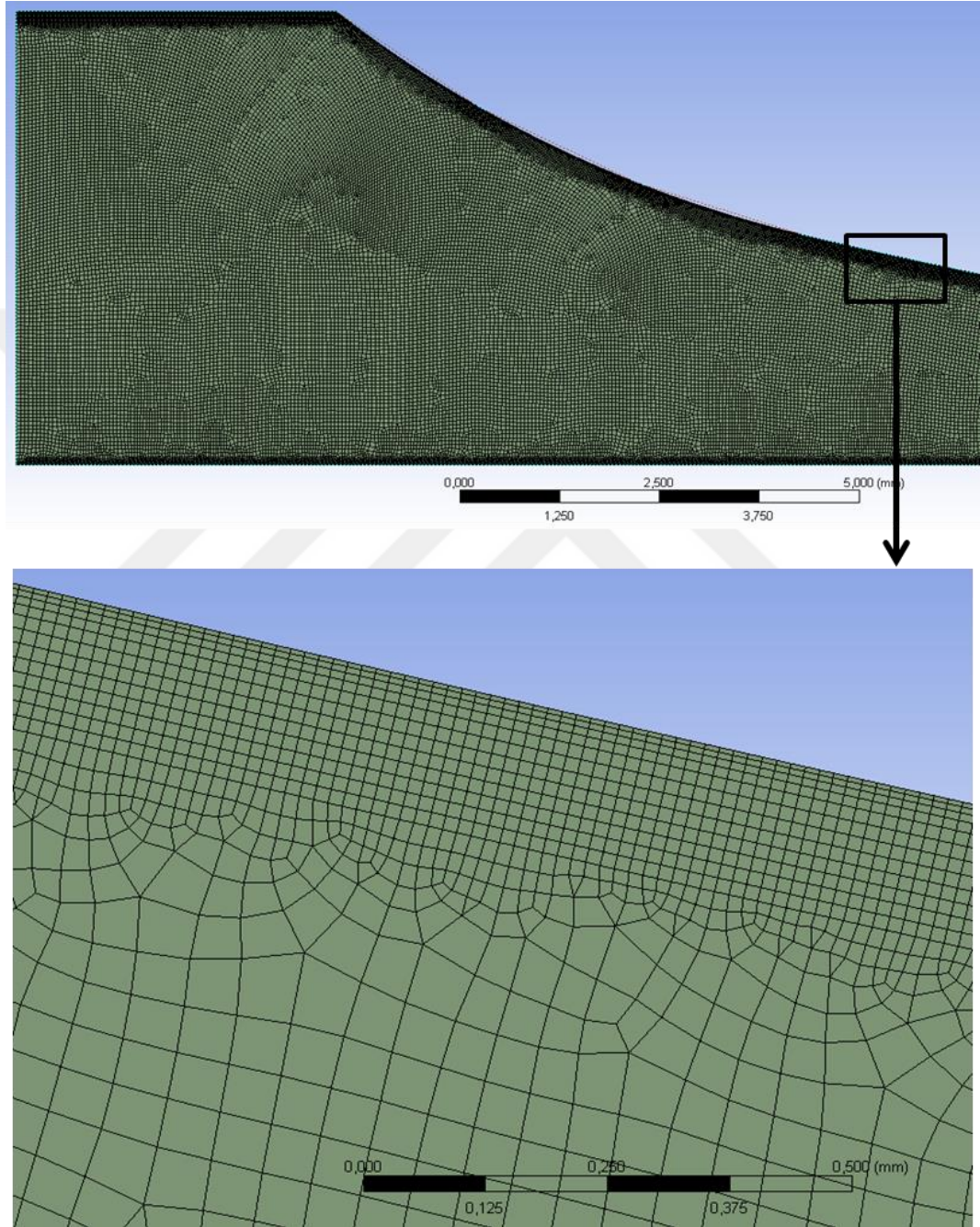
Boğaz Çapı (mm)	Literatür	R134a (İdeal gaz)		R134a (Gerçek gaz)		R1234yf (Gerçek gaz)	
	ω	ω	% Hata	ω	% Hata	ω	% Hata
2,4	0,912	0,925	-1,4	0,905	0,8	0,917	-0,5
2,6	0,932	0,864	7,3	0,814	12,7	0,857	8,0
2,8	0,878	0,797	9,2	0,791	9,9	0,792	9,8
3,0	0,792	0,722	8,8	0,729	8,0	0,723	8,7
3,2	0,696	0,639	8,2	0,659	5,3	0,637	8,5



Şekil 4.3. Literatür ve doğrulama çalışmasına göre akış oranlarının karşılaştırması

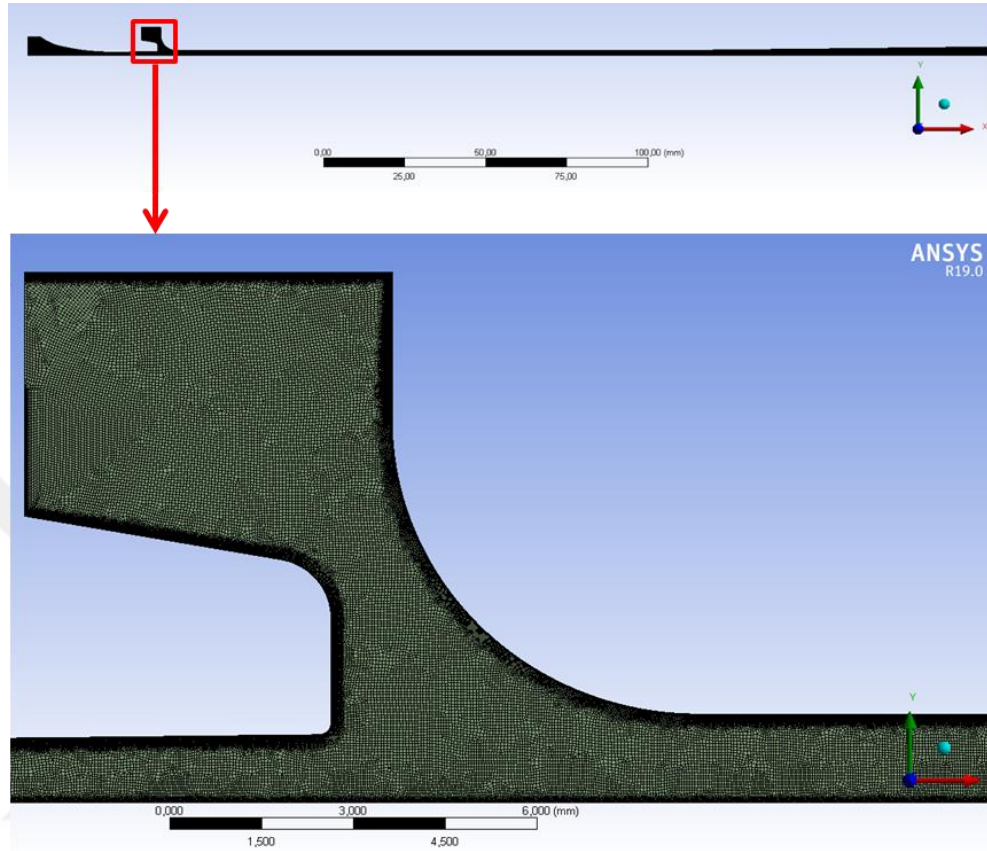
Bir boyutlu analize göre boyutlandırılan, imalatı gerçekleştirilen ve deneysel çalışmada kullanılan ejektör de doğrulama çalışmasından elde edilen bilgiler ışığında FLUENT ortamında modellenmiştir. Bu modelde de benzer ağ yapısı kullanılarak 623.000 hücreden oluşan bir ağ yapısı elde edilmiştir. Cidarda ayrıca sınır tabaka

uygulanmıştır. Uygulanan sınır tabakanın ilk hücresinin cidardan uzaklığı 0,005 mm olarak seçilmiş ve bir sonraki hücrenin uzaklığı 1,3 kat artacak şekilde toplam 12 adet katmandan oluşan bir sınır tabaka oluşturulmuştur. Uygulanan sınır tabakanın detay görüntüsü Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



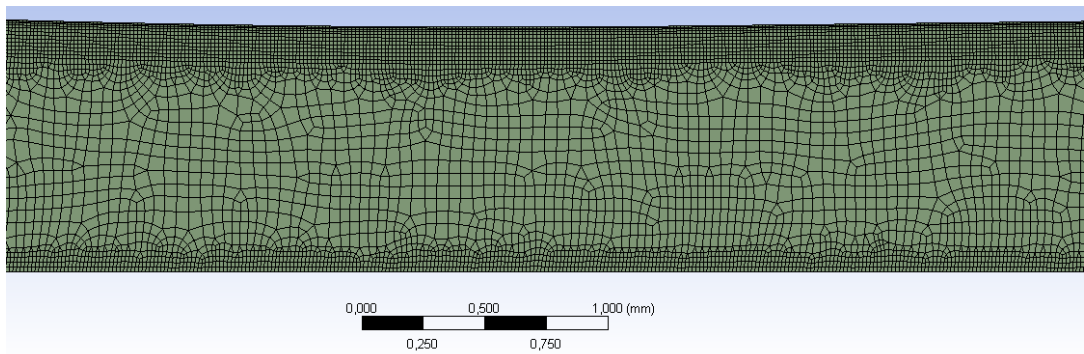
Şekil 4.4. Ağ yapısında kullanılan sınır tabaka

Maksimum yüzey genişliği 0,05 mm olarak belirlenen ağ yapısının genel görünümü ise Şekil 4.5’te gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Ağ yapısının genel görünümü

Mach sayısının yaklaşık 1 olduğu boğaz bölgesi 3,5mm’lik çapı ile geometrinin en dar bölgesidir. Bu bölgeye atılan ağ yapısının sıklığı Şekil 4.6’da gösterilmiştir.



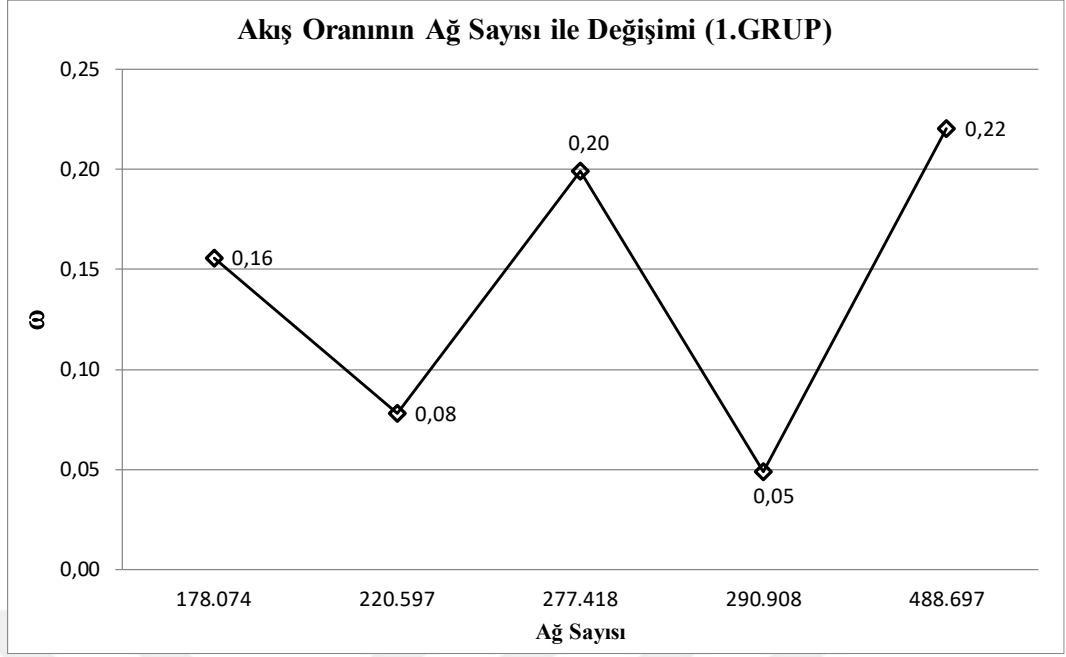
Şekil 4.6. Boğaz bölgesindeki ağ yapısı

FLUENT ve benzer programlar ile gerçekleştirilen akış analizlerinde, elde edilen sonuçların doğruluğundan emin olmak için ağ bağımsızlığı çalışmasının yapılması gerekmektedir. Ejektör gibi yüksek hızların ve türbülanslı akışın görüldüğü analizlerde, doğru sonuca ulaşmak için oldukça yüksek ağ sayılarının kullanılması gerektiği birçok çalışmada ortaya konmuştur. Dolayısı ile bu tür analizleri gerçekleştirmek ancak yüksek kapasiteli bilgisayarlar ile mümkün olabilmektedir. Bilgisayar kapasitesinin yetersiz ya da düşük olması durumunda, doğru sonuca ulaşmak çok uzun süre alabilmekte veya doğru sonuca ulaşmak mümkün olamamaktadır. Akış ile ilgili doğru sonuçlara ulaşmak, bilgisayar kapasitesini en uygun şekilde kullanmak ve sonuca kısa sürede ulaşabilmek için öncelikle en uygun ağ yapısının kullanılması ve sonrasında ağ bağımsızlığının sağlanması gerekmektedir. Bunun için önce ağ sayısı düşük tutulup sonuçlar elde edilir, mümkünse literatür değerleri ile karşılaştırılır, uygun sonuç elde edilmedi ise ağ sayısı artırılır, bir önceki değer ile karşılaştırılır, ağ sayısı yine yeterli görülmez ise artırılır. Bu şekilde iki farklı ağ yapısının analiz sonuçları arasındaki fark %1'in altına düşünceye kadar ağ yapısı ve dolayısı ile ağ sayısı değiştirilip analizlerin tekrarlanması gerekmektedir. Burada sadece ağ sayısı değil, cidara uygulanan sınır tabaka, seçilen türbülans model ve türbülans modelin alt fonksiyonu olan cidar fonksiyonlarının etkisinin incelenmesi de gerekmektedir. Bu çalışmada beş farklı ağ yapısı için analizler yapılmış, analizler üç grup halinde toplanmıştır.

Birinci grupta türbülans modelin cidar fonksiyonu seçilmemiş ve ağ yapısında cidarda sınır tabaka uygulanmamıştır. Birinci gruba ait sonuçlar Çizelge 4.2'de, akış oranının değişimi de Şekil 4.7'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (1.GRUP)

1. GRUP				
Ağ Sayısı	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
178.074	5,64E-03	8,78E-04	-6,51E-03	0,16
220.597	5,63E-03	4,39E-04	-6,07E-03	0,08
277.418	5,63E-03	1,12E-03	-6,75E-03	0,20
290.908	5,63E-03	2,75E-04	-5,91E-03	0,05
488.697	5,63E-03	1,24E-03	-6,88E-03	0,22

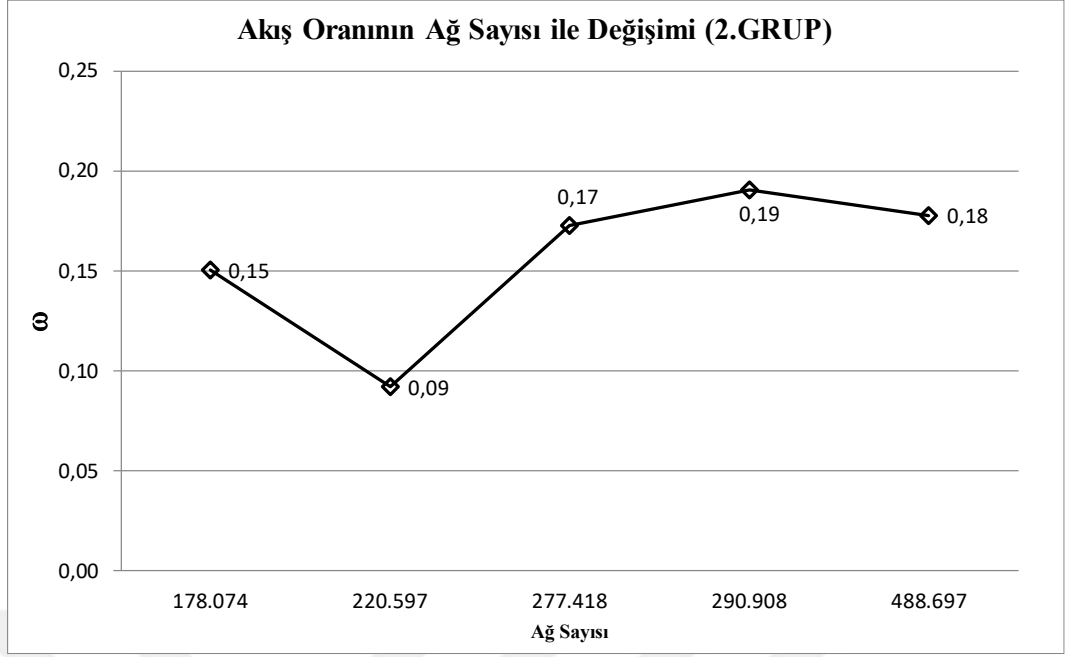


Şekil 4.7. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (1. GRUP)

İkinci grupta türbülans modelin cidar fonksiyonu olarak “Enhanced Wall Treatment” seçilmiş ve cidardaki ağ yapısına sınır tabaka uygulanmamıştır. İkinci gruba ait sonuçlar Çizelge 4.3’te, akış oranının değişimi ise Şekil 4.8’de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (2. GRUP)

2. GRUP				
Ağ Sayısı	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
178.074	5,63E-03	8,46E-04	-6,47E-03	0,15
220.597	5,62E-03	5,18E-04	-6,14E-03	0,09
277.418	5,62E-03	9,72E-04	-6,59E-03	0,17
290.908	5,62E-03	1,07E-03	-6,69E-03	0,19
488.697	5,61E-03	9,97E-04	-6,61E-03	0,18

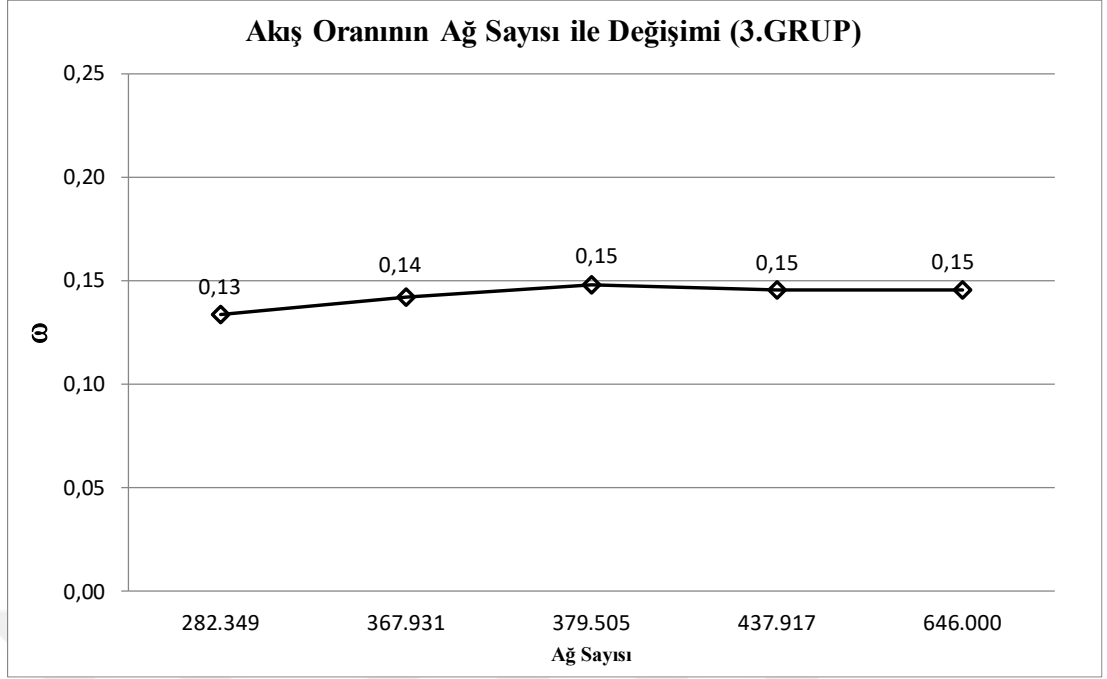


Şekil 4.8. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (2. GRUP)

Üçüncü grupta ise türbülans modelin cidar fonksiyonu seçilmemiş ve cidardaki ağ yapısına sınır tabaka uygulanmıştır. Üçüncü gruba ait sonuçlar Çizelge 4.4'te, akış oranının değişimi de Şekil 4.9'da verilmiştir.

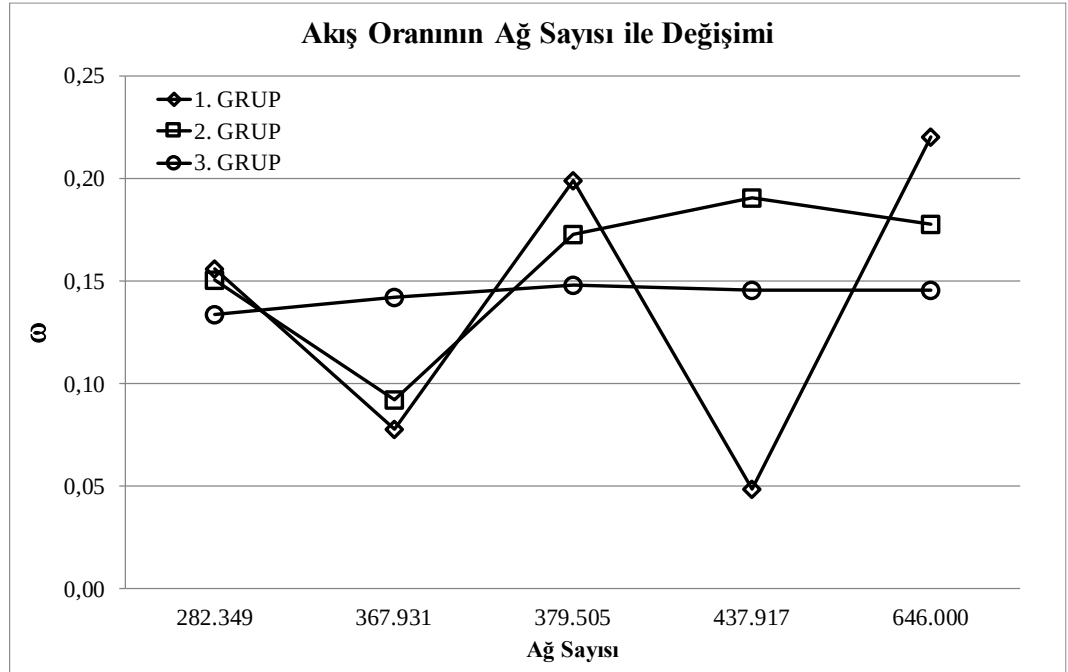
Çizelge 4.4. Ağ bağımsızlığı için yapılan analiz sonuçları (3. GRUP)

3. GRUP				
Ağ Sayısı	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
282.349	5,61E-03	7,50E-04	-6,36E-03	0,13
367.931	5,61E-03	7,98E-04	-6,41E-03	0,14
379.505	5,61E-03	8,30E-04	-6,44E-03	0,15
437.917	5,61E-03	8,16E-04	-6,43E-03	0,15
646.000	5,61E-03	8,17E-04	-6,43E-03	0,15



Şekil 4.9. Akış oranının ağ sayısı ile değişimi (3. GRUP)

Her üç grubun akış oranlarının karşılaştırması ise Şekil 4.10'da görüldüğü gibidir. Elde edilen sonuçlara göre ağ bağımsızlığının üçüncü grup olarak adlandırılan çalışma ile sağlandığı görülmektedir.



Şekil 4.10. Farklı ağ yapılarına göre akış oranlarının karşılaştırılması

4.2. Sınır Şartları

FLUENT ortamındaki ejektör modelinden elde edilecek sonuçların, deneysel sonuçlar ile karşılaştırılması yapılacağından, sınır şartı olarak birincil ve ikinci akış girişinde ve ayrıca difüzör çıkışında, deneysel çalışmadan elde edilen basınç değerleri sınır şartı olarak kullanılmıştır. Söz konusu değerler Çizelge 4.5'te görüldüğü gibidir.

Çizelge 4.5. Sınır şartları

	Basınç (kPa)
Birincil Akış	936
İkincil Akış	370
Difüzör Çıkışı	415

4.3. Soğutucu Akışkanın Termodinamik Özellikleri

Otobüs klima sistemlerinde R134a soğutucu akışkanı yaygın olarak kullanılmaktadır. R134a'nın kullanımdan kaldırılması ile ilgili kararlar alınmıştır, ancak bu belirli bir sürece yayılmış olup, R12 gibi kesin hükümler söz konusu değildir. Zira R134a'ya alternatif olarak sunulan akışkanlardan R1234yf, R600a, R290 gibi akışkanların yanıcılık özelliği vardır. Bunlardan R1234yf otomobil klimalarında kullanılmaya başlanmıştır, ancak soğutucu akışkan şarj miktarı 3 kg ile sınırlandırılmıştır. Otobüs klimalarında ise yaklaşık 8-10 kg soğutucu akışkanın sisteme şarj edilmesi gerekmektedir. Bu durumda otobüs kliması gibi sistemlerde R134a henüz kullanılmaya devam etmektedir. Dolayısı ile bu çalışmada soğutucu akışkan olarak R134a kullanılmıştır. R134a için gerekli termodinamik özellikler FLUENT kütüphanesinde gerçek gaz denklemleri şeklinde bulunmaktadır. Ejektördeki akış çift fazlı akış olmasına rağmen, FLUENT ortamındaki analizlerin yapılabilmesi için, soğutucu akışkanın ejektör giriş ve çıkışında gaz fazında olduğu varsayımı yapılmıştır. FLUENT kütüphanesinden alınan, R134a için bazı temel fiziksel ve termodinamik özellikler aşağıdaki gibidir:

Kritik değerler

Sıcaklık	: 374,21 (K)
Basınç	: 4,05928e+06 (Pa)
Yoğunluk	: 5,01705 (mol/L) 511,9 (kg/m ³)

Isıl iletkenlik aralığı

Minimum Sıcaklık	: 169,85 (K)
Maksimum Sıcaklık	: 455 (K)
Maksimum Yoğunluk	: 2040,64 (kg/m ³)
Maksimum Basınç	: 2e+07 (Pa)

Çalışma aralığı

Minimum Sıcaklık	: 169,85 (K)
Maksimum Sıcaklık	: 455 (K)
Maksimum Yoğunluk	: 1591,7 (kg/m ³)
Maksimum Basınç	: 7e+07 (Pa)

Viskozite aralığı

Minimum Sıcaklık	: 169,85 (K)
Maksimum Sıcaklık	: 500 (K)
Maksimum Yoğunluk	: 2040,64 (kg/m ³)
Maksimum Basınç	: 1e+08 (Pa)

4.4. Türbülans Modelin Belirlenmesi

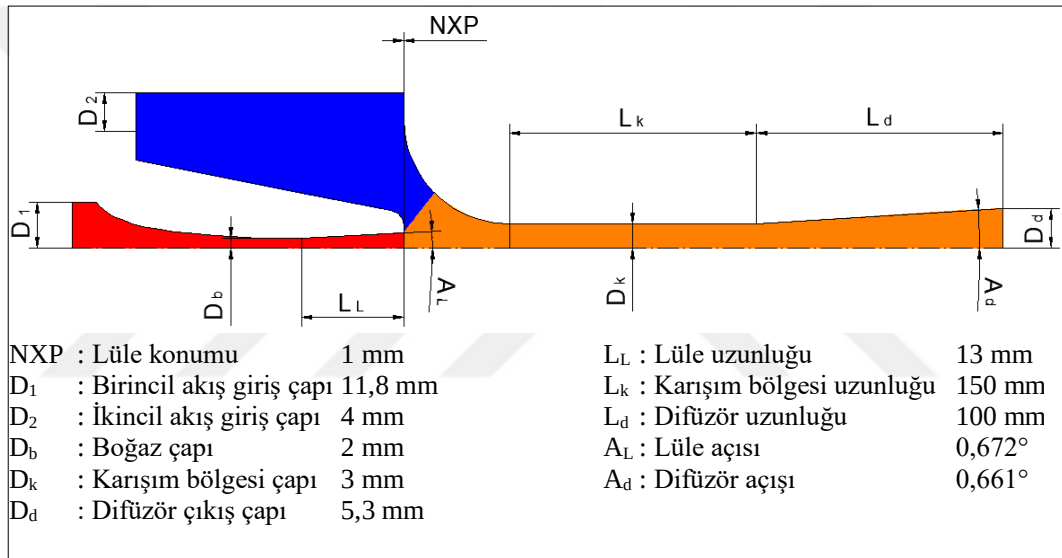
Türbülans modelin belirlenmesi için k- ϵ ve k- ω türbülans modellerinin kendi içindeki farklı model ve cidar fonksiyonlarına göre analizleri yapılmıştır. Çizelge 4.6'da analizleri yapılan farklı türbülans modellerin sonuçları verilmiştir. Yakınsama şartları enerji denklemi için 10⁻⁶ olarak belirlenmiştir. Diğer denklemler için ise yakınsama kriteri olarak 10⁻⁵ seçilmiştir. Yapılan analizlerde farklı türbülans modellerin sonuçları karşılaştırıldığında büyük farklar görülmemiştir. Literatürde yapılan çalışmalarda büyük çoğunlukta k- ϵ türbülans modelinin seçildiği görülmüştür. Bu nedenle bu çalışmada da türbülans modeli olarak standart k- ϵ türbülans modeli ve cidar fonksiyonu olarak da yine standart cidar fonksiyonu seçilmiştir.

Çizelge 4.6. Farklı türbülans modellerine göre elde edilen sonuçlar

Türbülans Modeli		Cidar Fonksiyonu	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	Net Akış (kg/s)	ω
k- ϵ	Standart	Standart	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	4,70E-07	0,26
k- ϵ	Standart	Enhanced	1,11E-02	3,07E-03	1,42E-02	9,25E-07	0,28
k- ϵ	RNG	Standart	1,12E-02	3,03E-03	1,42E-02	7,63E-06	0,27
k- ϵ	RNG	Enhanced	1,11E-02	3,08E-03	1,43E-02	9,17E-05	0,28
k- ϵ	Realizable	Standart	1,12E-02	3,10E-03	1,43E-02	6,84E-06	0,28
k- ϵ	Realizable	Enhanced	1,11E-02	3,18E-03	1,43E-02	2,38E-09	0,29
k- ω	Standart	-	1,11E-02	3,08E-03	1,42E-02	1,25E-07	0,28
k- ω	BSL	-	1,11E-02	2,76E-03	1,39E-02	3,03E-07	0,25
k- ω	SST	-	1,11E-02	2,99E-03	1,41E-02	5,35E-05	0,27

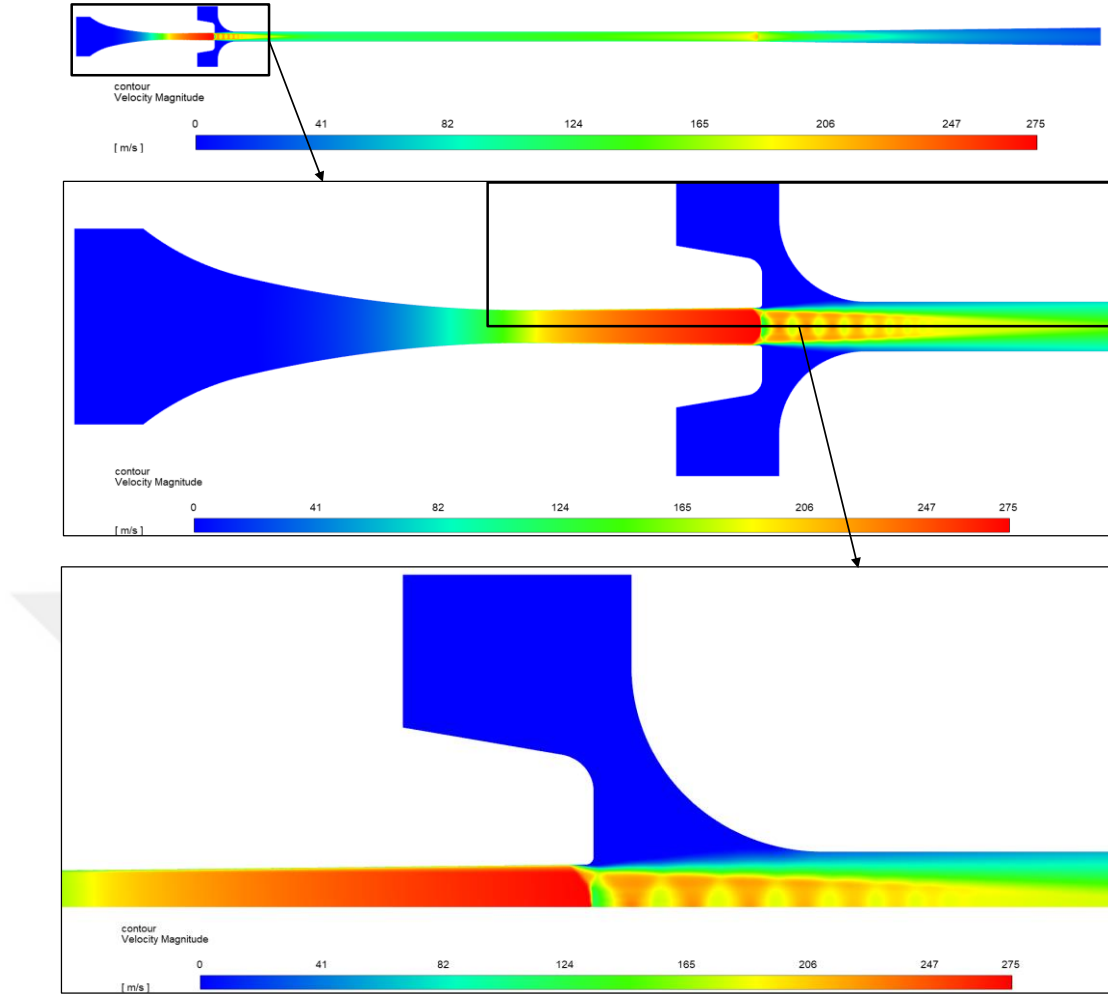
4.5. Ejektör Boyutlarının Etkileri

Termodinamik ve bir boyutlu analiz sonuçlarına göre FLUENT ortamında modellenen ejektördeki akışın, farklı geometrik parametrelere göre ne şekilde değiştiği incelenmiştir. Öncelikle mevcut durumdaki, yani bir boyutlu akış analiz sonuçlarına göre modellenen ejektördeki akış analiz edilmiştir. Daha sonraki bölümlerde ise, lüle konumunun, boğaz çapının, karışım bölgesi çapının, ıraksak lüle açısının, karışım bölgesi uzunluğunun, difüzör uzunluğunun ve difüzör ıraksama açısının ejektör performansına etkisi araştırılmıştır. Analizlerde kullanılan ejektör geometrisi ve boyutları şematik olarak Şekil 4.11’de verilmiştir.



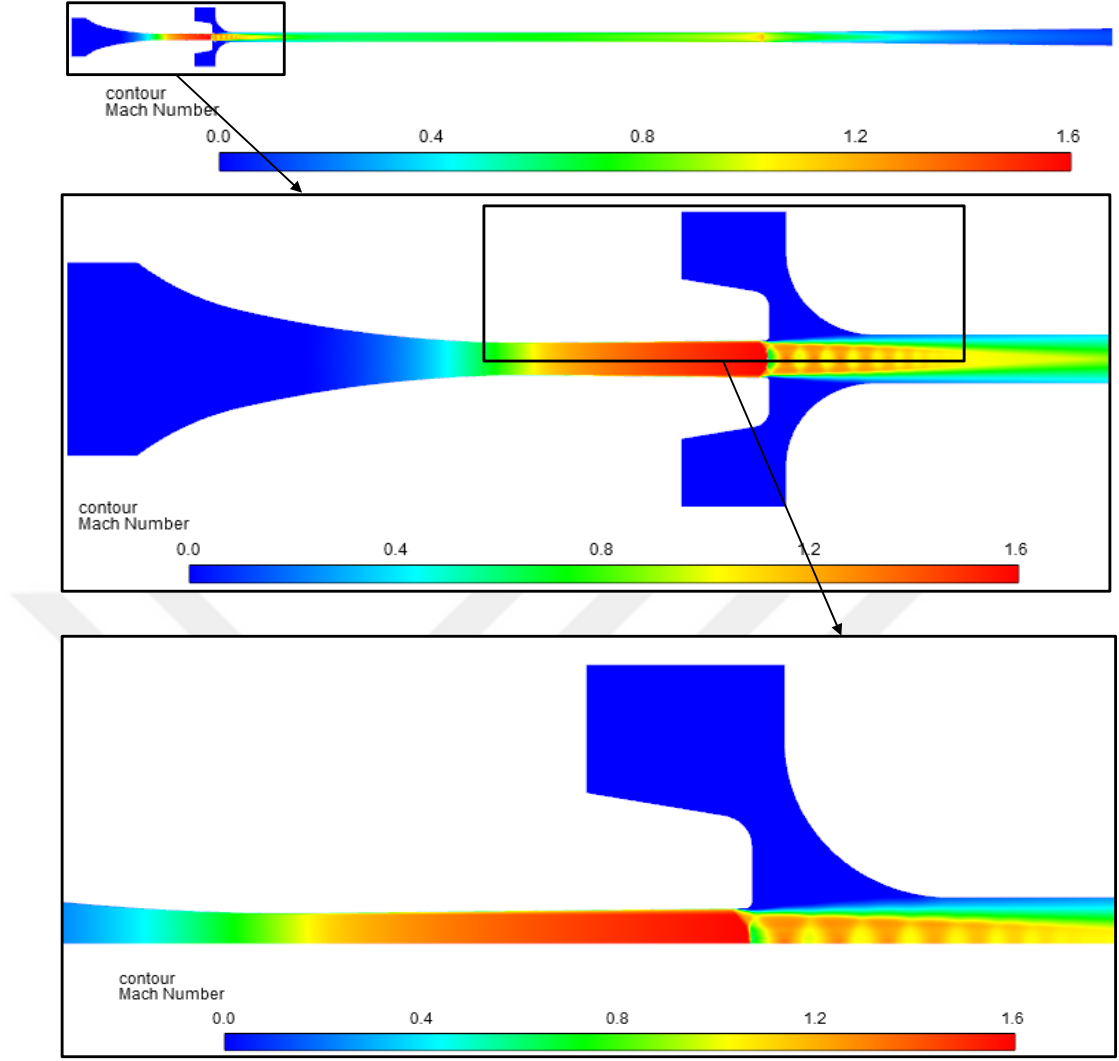
Şekil 4.11. Ejektör geometrisi ve boyutları

Elde edilen sonuçlara göre genel olarak ejektördeki ve detay olarak da lüle bölgesinde hız konturları Şekil 4.12’te sunulmuştur. Ejektöre girişte hız sıfıra yakın iken, boğaz bölgesinde 150 m/s değerine kadar çıkmaktadır. Soğutucu akışkan lüleyi terk ederken hızı yaklaşık 270 m/s değerine ulaşmaktadır. Bu hız artışından dolayı da lüle çıkışında basınç düşmekte ve buharlaştırıcılardan akışkan çekmesine katkı sağlamaktadır. Lüle çıkışında giderek sönümlenen bir dizi şok dalgasının olduğu, bunun karışım bölgesinde fazla ilerlemeden tamamen sönümlendiği görülmektedir.



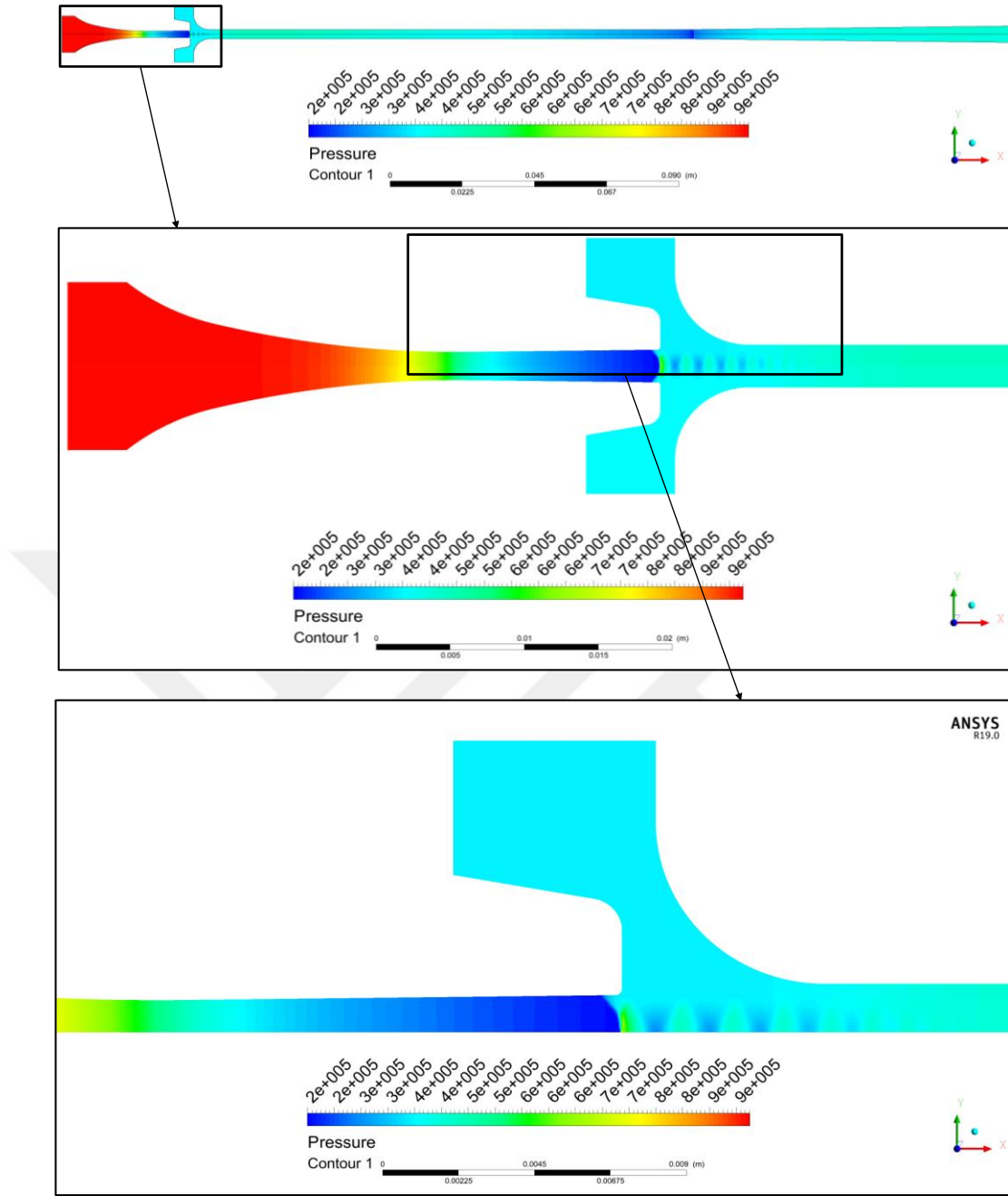
Şekil 4.12. Lüle bölgesindeki hız konturu

Mach sayısı ile ilgili elde edilen sonuçlar ise Şekil 4.13'te gösterilmiştir. Beklendiği gibi boğaz bölgesinde $Ma=1$ olmaktadır. Soğutucu akışkan lüleyi terk ederken Mach sayısı yaklaşık $Ma=1,6$ değerine kadar çıkmaktadır. Hız dağılımına benzer bir şekilde Mach sayısında da lüle çıkışında bir dizi şok dalgası görülmektedir. Söz konusu şok dalgaları azalan miktarda olup, karışım bölgesine girdikten bir miktar sonra akış tamamen ses altı akışa ulaşmış olmakta, şok dalgaları karışım bölgesi içine kadar taşınmamaktadır.



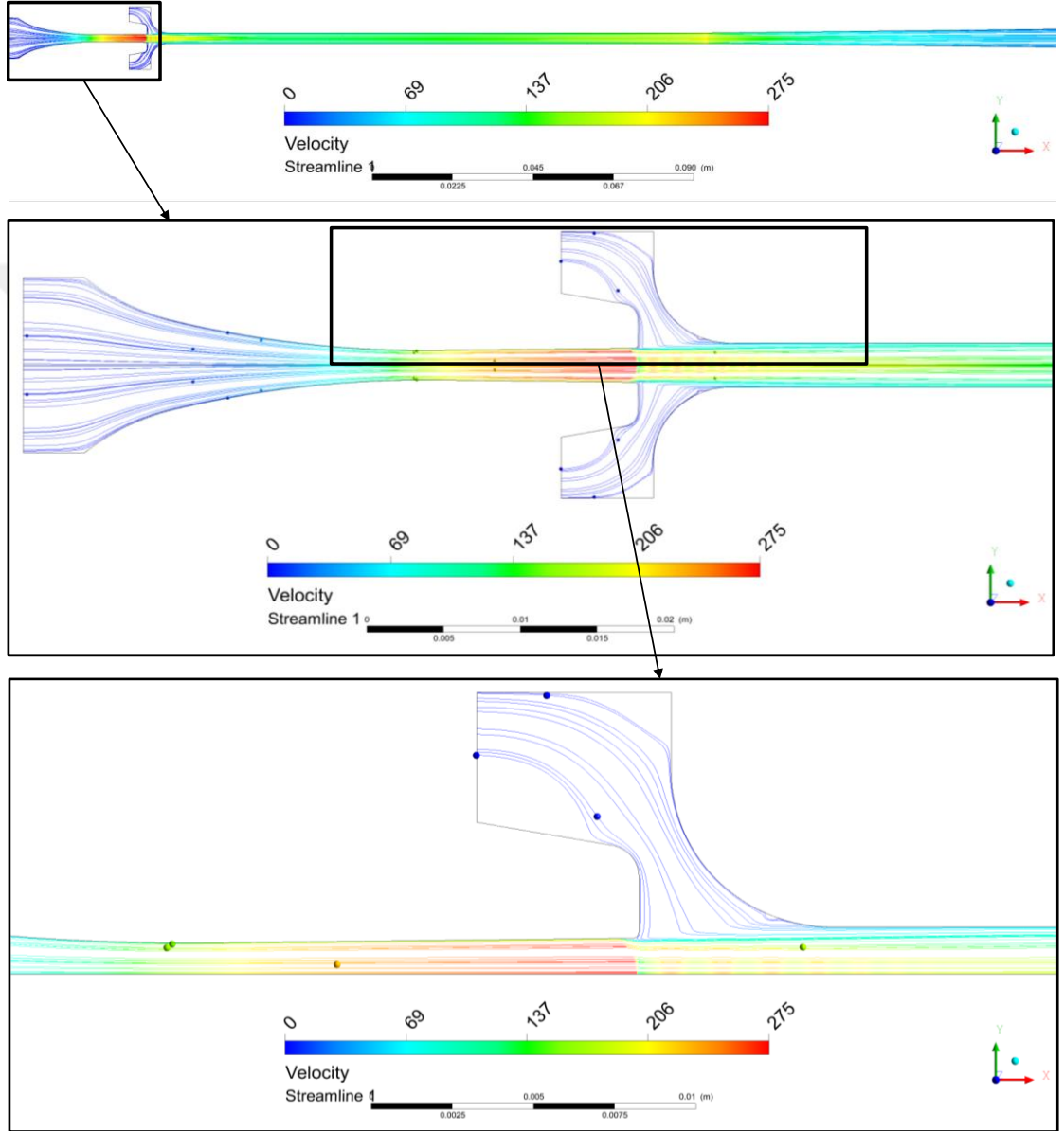
Şekil 4.13. Lüle bölgesindeki Mach sayısı konturu

Lüle bölgesindeki basınç konturu Şekil 4.14’te verilmiştir. Basınç ejektöre girişte yaklaşık 900 kPa iken, hızın artmasıyla birlikte boğaz bölgesinde 600 kPa değerine kadar düşmektedir. Soğutucu akışkan lüleyi terk ederken basıncı yaklaşık 200 kPa olmaktadır. Şekil 4.12’deki hız dağılımı ile birlikte incelendiğinde, ejektör girişindeki yüksek basınç enerjisinin, ıraksak lüle çıkışında kinetik enerjiye dönüştüğü görülmektedir.

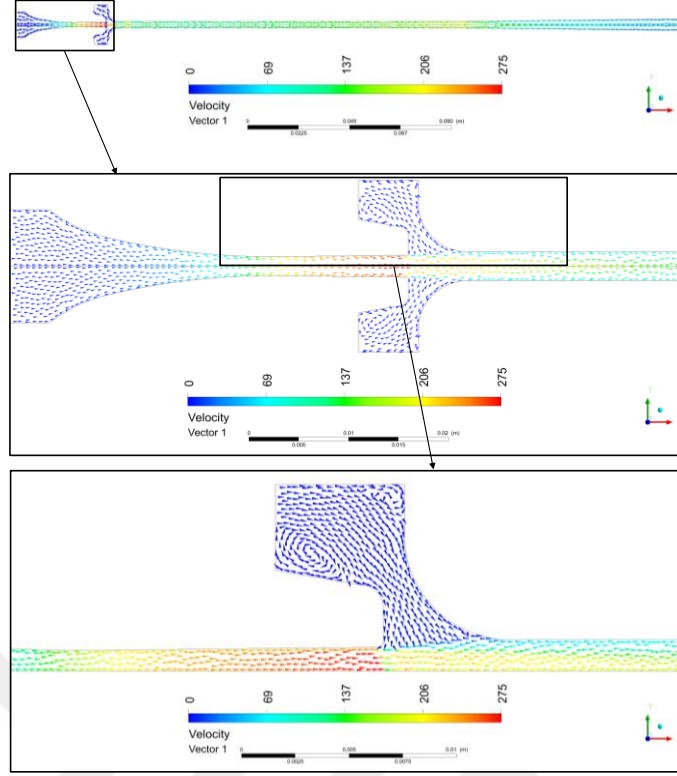


Şekil 4.14. Lüle bölgesindeki basınç konturu

Lüle bölgesindeki hız akım çizgileri Şekil 4.15'te, hız vektörleri ise Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Burada yukarıda belirtilen akışkan geçişleri daha net görülmektedir. Hız vektörlerinden görüldüğü gibi vakum girişinde girdap bölgeleri oluşmaktadır. Bu da ejektörün performansını etkilemektedir. Bu bölgelerde yapılacak geometrik iyileştirmeler ejektör veriminin artmasına katkıda bulunacaktır.



Şekil 4.15. Lüle bölgesindeki hız akım çizgileri



Şekil 4.16. Lüle bölgesindeki hız vektörleri

Yukarıda verilen sonuçlar bir tek durum içindir. Literatürde birçok parametre incelenmiştir. Bu tez çalışmasında lüle konumu ve açısı, boğaz çapı, karışım bölgesi çapı ve uzunluğu, difüzör açısı ve uzunluğu parametre olarak kullanılmıştır.

4.5.1. Lüle Konumunun Etkisi

Lüle konumunun etkisini görebilmek için lülenin çıkış noktasının emme odasına uzaklığı (NXP) değiştirilerek farklı analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.7’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının NXP ile değişimi, Çizelge 4.8’de ise çıkış basıncının NXP ile değişimi verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.17’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının NXP ile değişimi, Şekil 4.18’de ise çıkış basıncının NXP ile değişimi gösterilmiştir. Bu grafiklerde diğer parametreler sabit kalmıştır. Şekillerden görüldüğü gibi basınç farkı ve akış oranı $NXP=1$ ’den sonra düşmektedir. Şekil 4.19, 4.20 ve 4.21 de verilen hız, basınç ve Mach sayısı dağılımlarında görüldüğü gibi $NXP=1$ ’den sonra lüle çıkışında hızın azalıp ve basıncın artmasından dolayı vakum tarafından daha az miktarda akışkan çekilmesine sebep olmaktadır. NXP artıkça

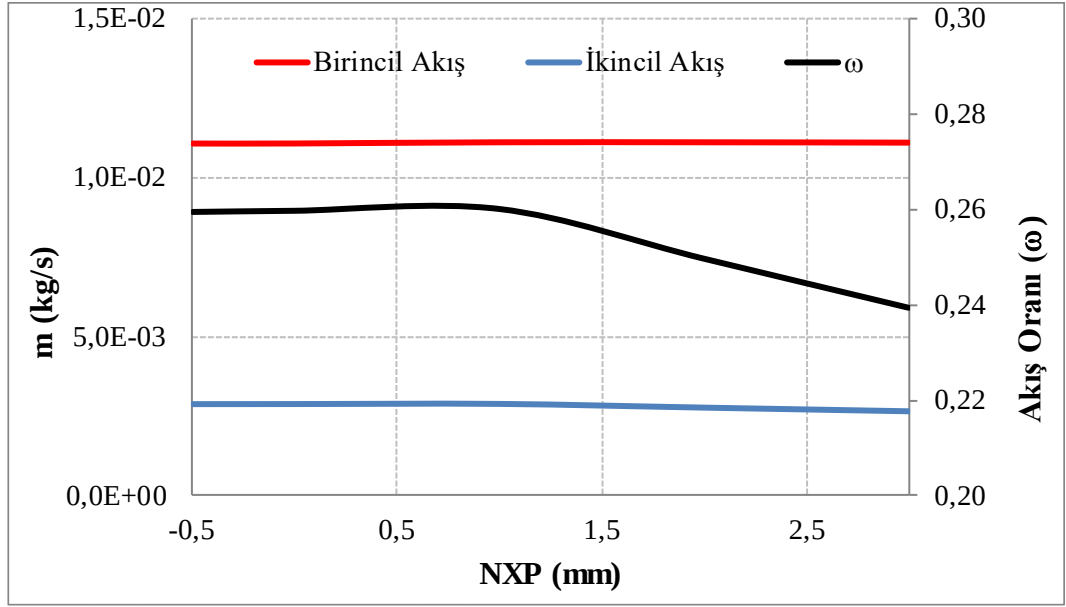
difüzör girişinde hızda ani bir artış ve daha sonra dalgalanma meydana gelmektedir. Bu durum difüzör çıkış basıncının düşmesine ve ejektör veriminin azalmasına yol açmaktadır.

Çizelge 4.7. Akış oranının NXP ile değişimi

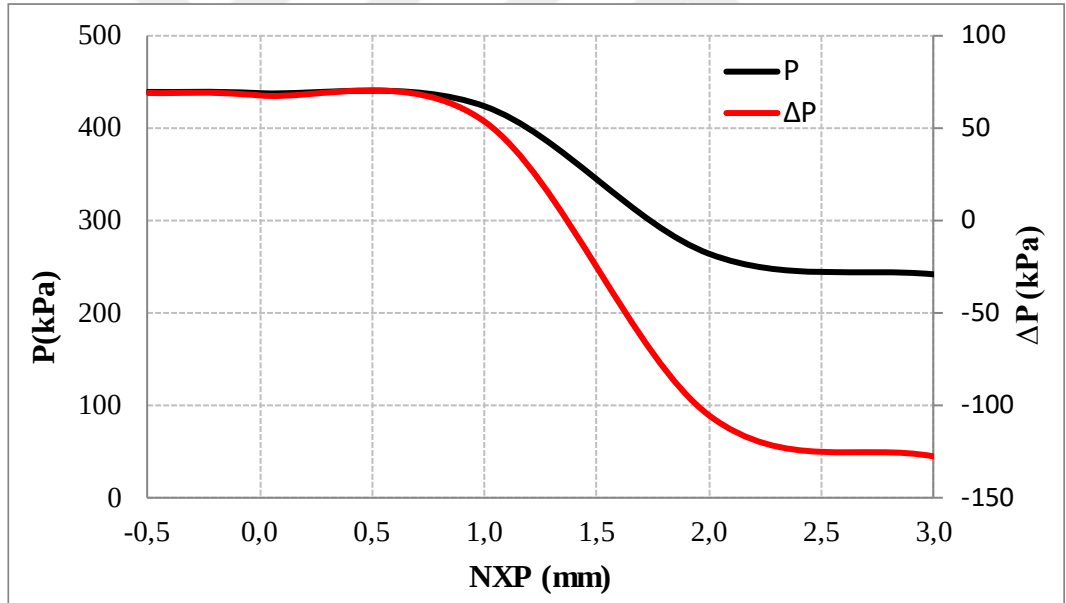
NXP (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
-0,5	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
1	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
2	1,12E-02	2,79E-03	1,41E-02	0,25
3	1,12E-02	2,67E-03	1,41E-02	0,24

Çizelge 4.8. Ejektör giriş ve çıkış kesitlerinde basıncın NXP ile değişimi

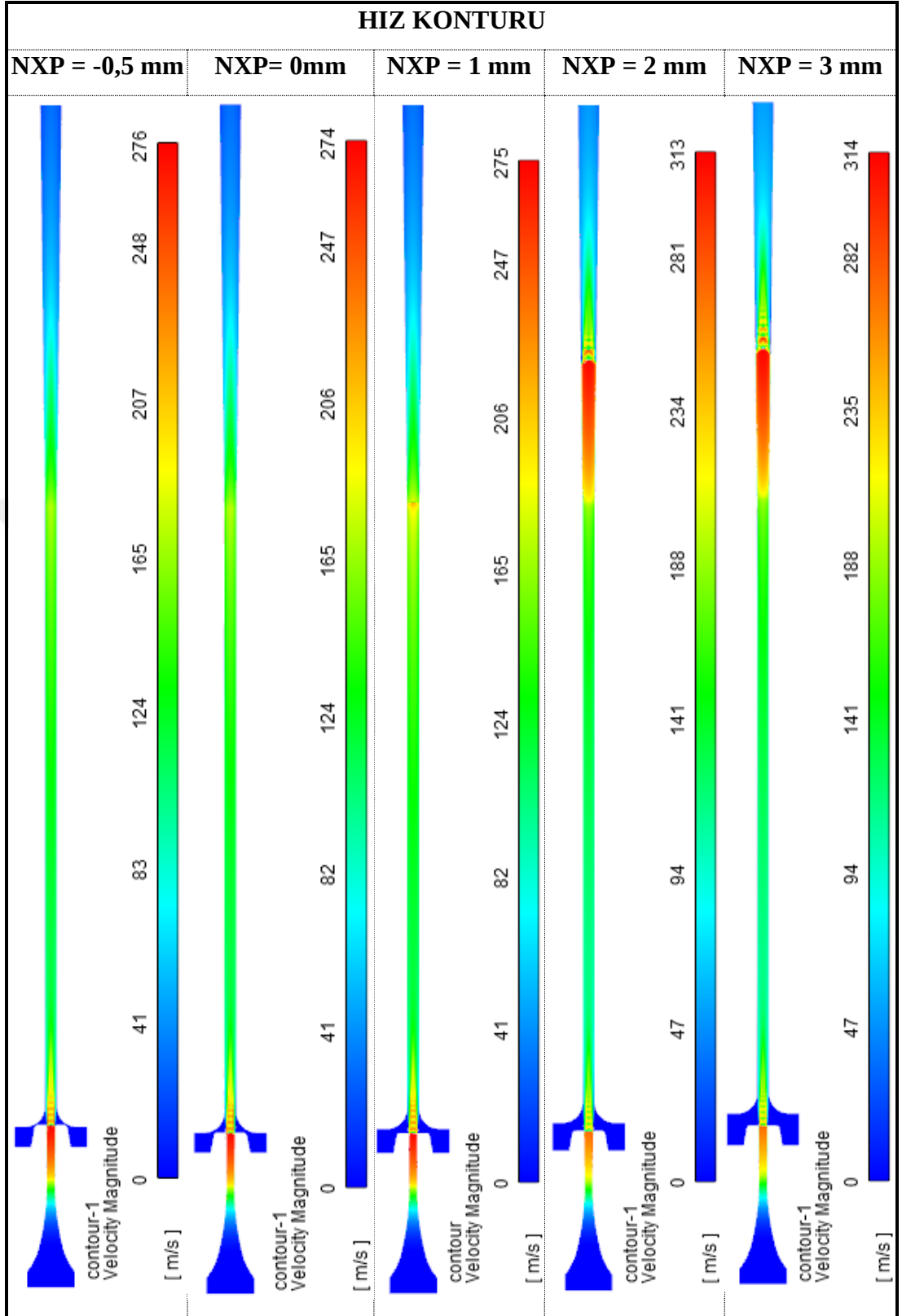
NXP (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basıncı Yükseltme ΔP (kPa)
-0,5	9,36E+02	3,70E+02	4,39E+02	6,94E+01
0	9,36E+02	3,70E+02	4,38E+02	6,80E+01
1	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
2	9,36E+02	3,70E+02	2,64E+02	-1,06E+02
3	9,36E+02	3,70E+02	2,42E+02	-1,28E+02



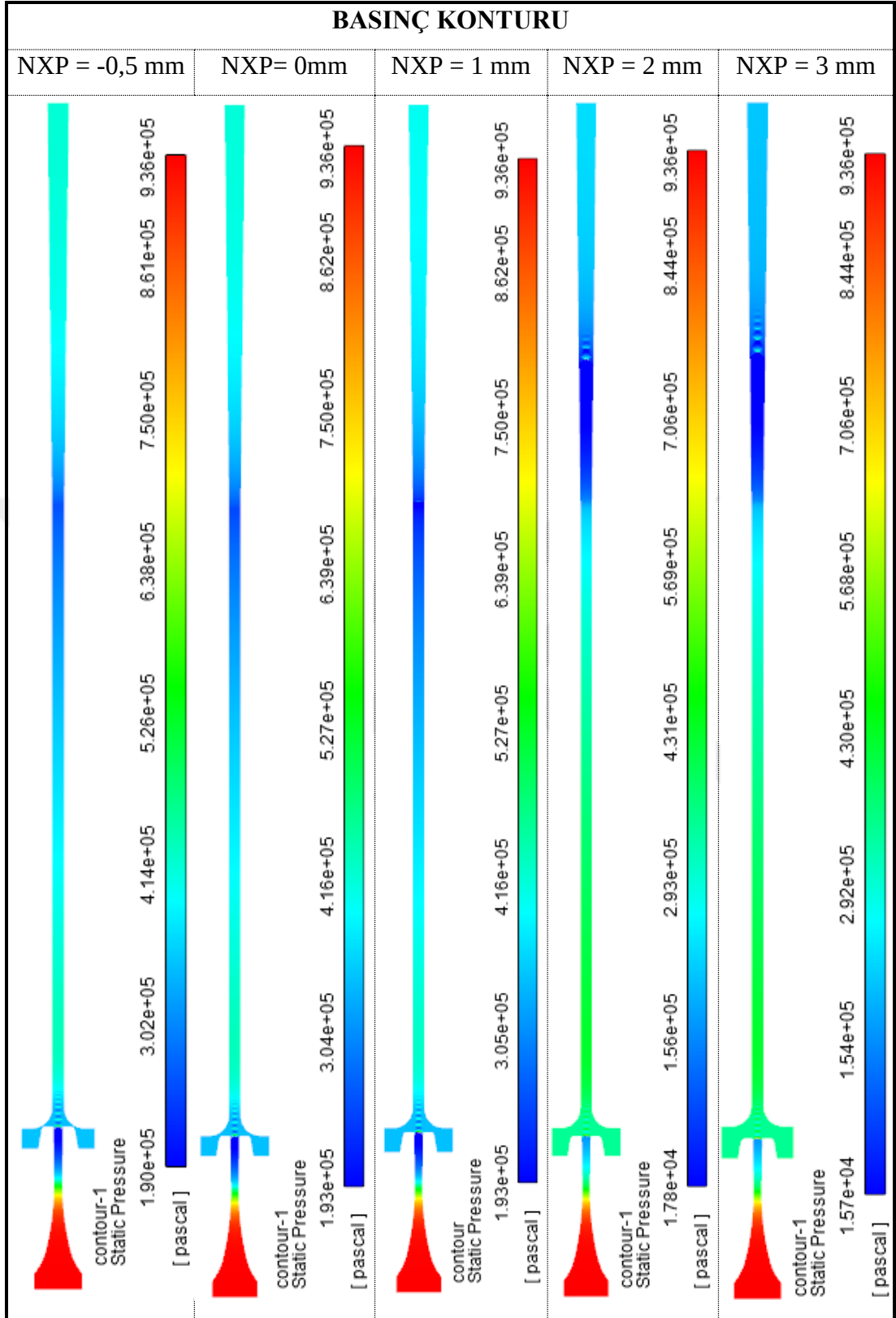
Şekil 4.17. Akış oranının NXP ile değişimi



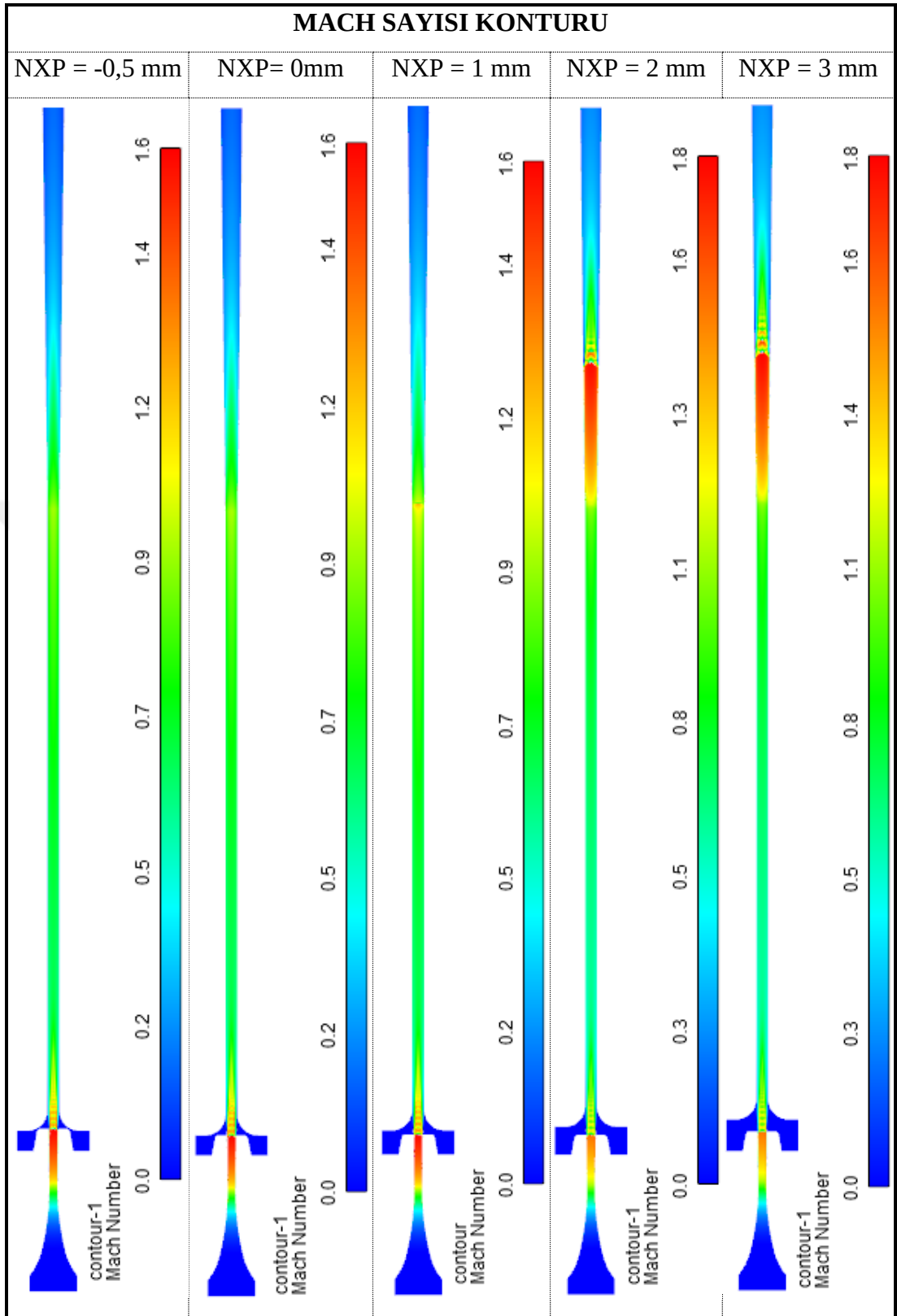
Şekil 4.18. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının NXP ile değişimi



Şekil 4.19. Hız konturunun NXP ile değişimi

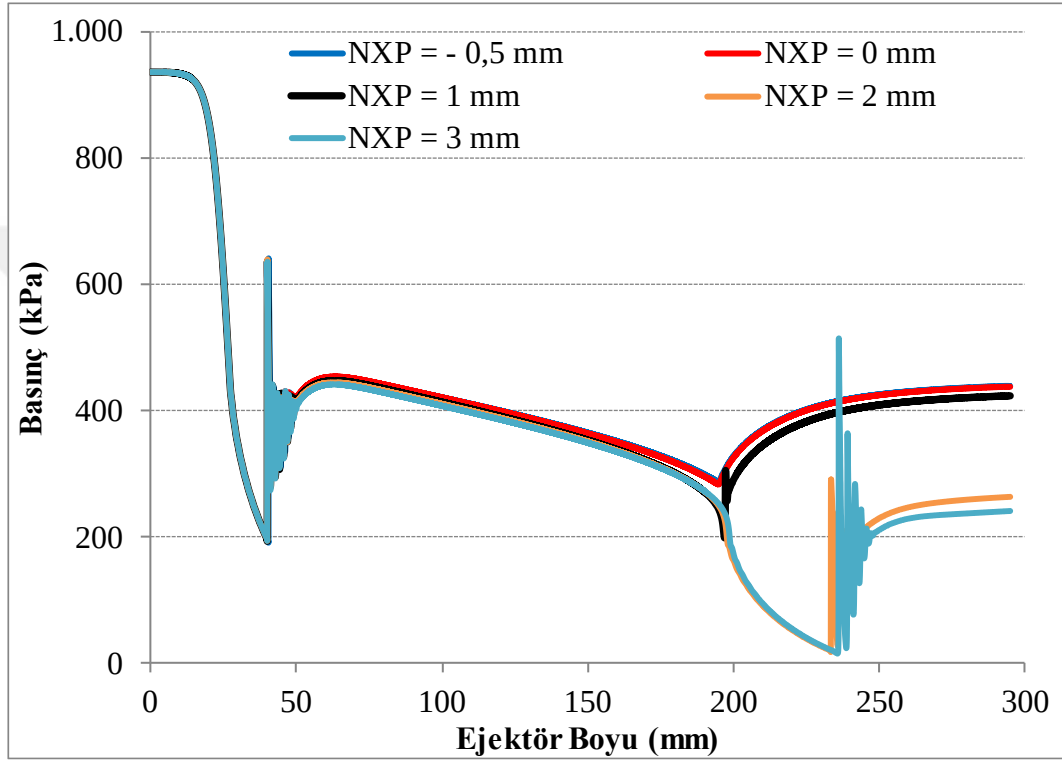


Şekil 4.20. Basınç konturunun NXP ile değişimi



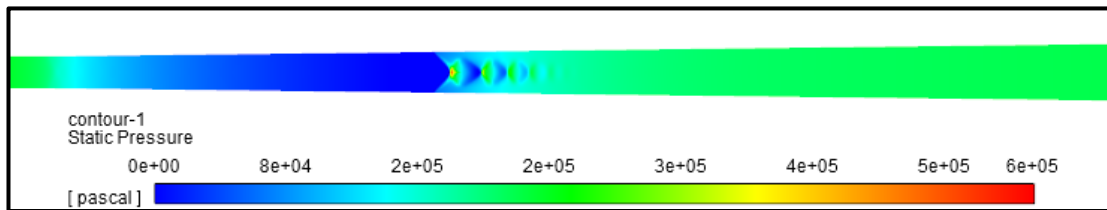
Şekil 4.21. Mach sayısı konturunun NXP ile değişimi

Farklı NXP değerlerinin hız, basınç ve Mach sayısı dağılımlarına ek olarak beş farklı NXP ölçüsü için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.22’de verilmiştir. NXP’nin değişimi difüzör girişine kadar basınçta büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Ancak NXP değeri 1 mm’nin üzerine çıktığında, difüzör bölgesinde basıncın artması gerekirken, büyük düşüş olmakta ve sonrasında basınç değerinde ciddi dalgalanmalar olmaktadır.



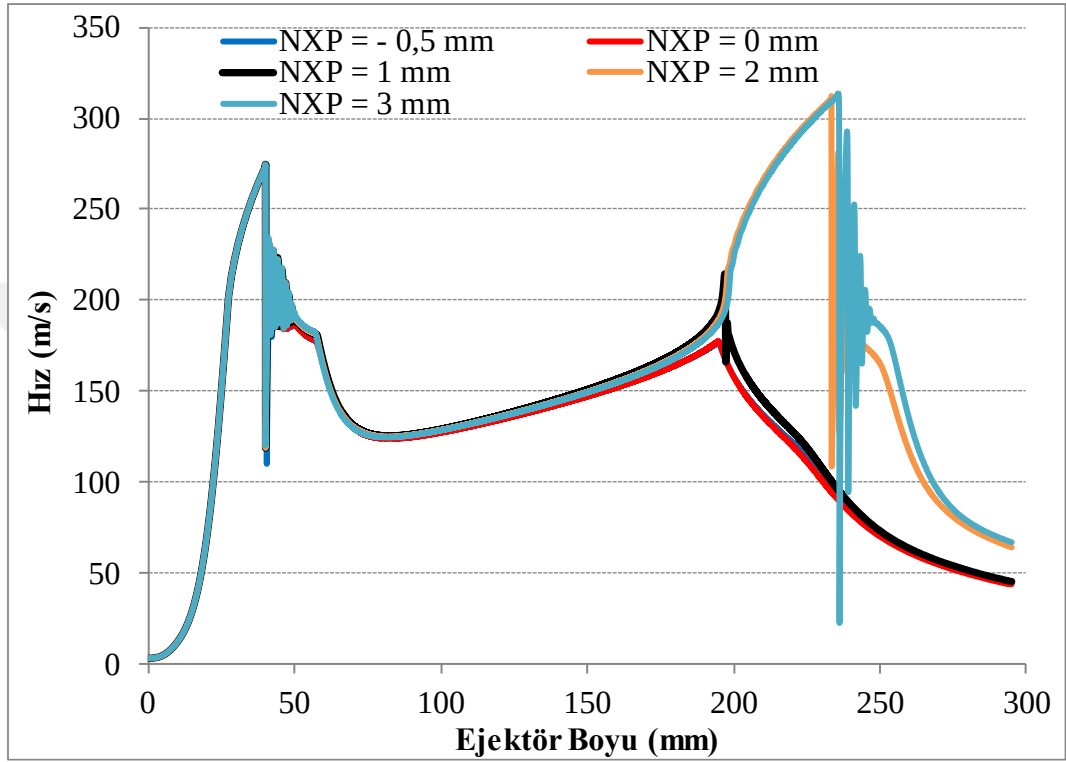
Şekil 4.22. Ejektör eksenindeki basıncın NXP’ye göre değişimi

Dalgalanmanın en fazla olduğu NXP değeri 3 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte basınçtaki düşüş ve daha sonrasındaki dalgalanmanın basınç konturu Şekil 4.23’te gösterilmiştir.



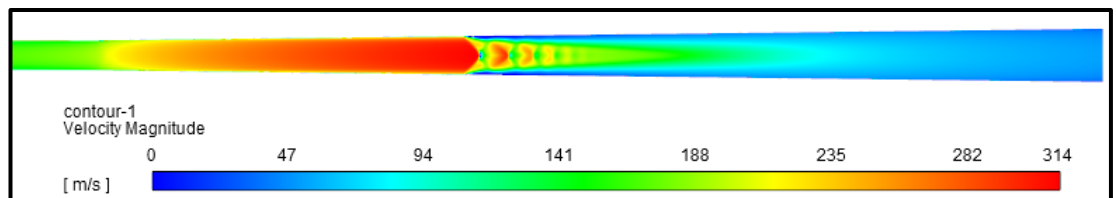
Şekil 4.23. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu

NXP'nin değişimi difüzör girişine kadar hızda büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Ancak NXP değeri 1 mm'nin üzerine çıktığında, difüzör bölgesinde hızın düşmesi gerekirken, büyük artış olmakta ve sonrasında hız değerinde ciddi dalgalanmalar olmaktadır. Beş farklı NXP ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.24'te verilmiştir.



Şekil 4.24. Ejektör eksenindeki hızın NXP'ye göre değişimi

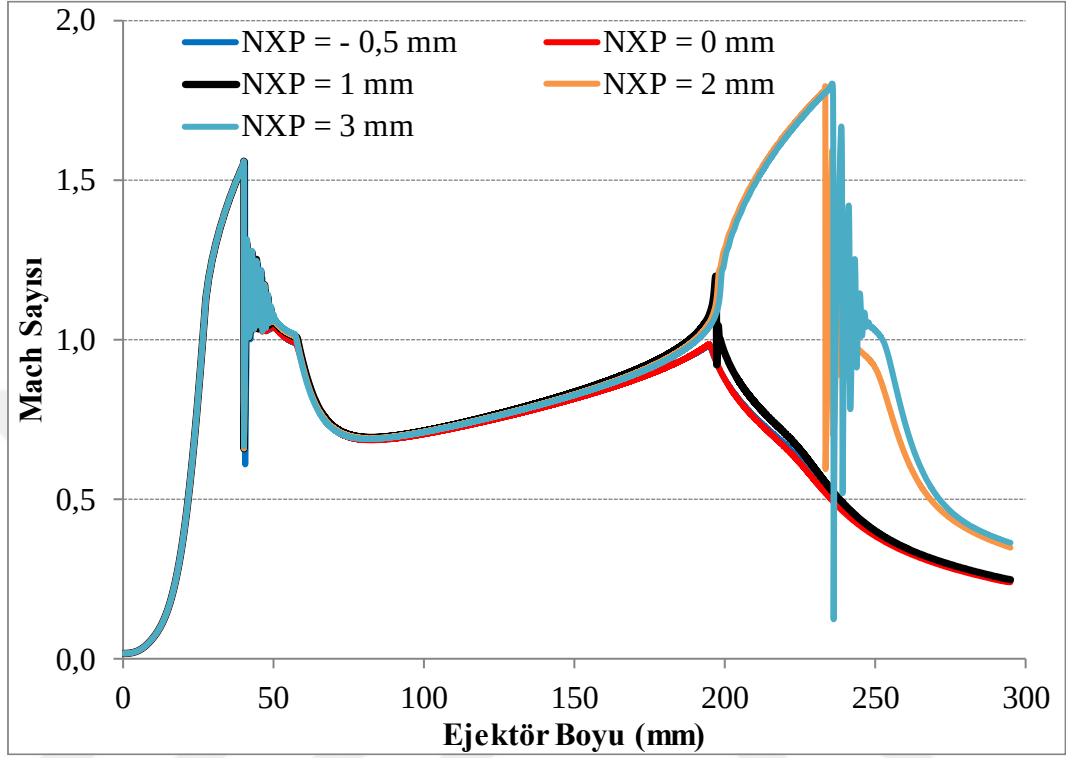
NXP değeri 3 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte hızdaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın hız konturu Şekil 4.25'te gösterilmiştir.



Şekil 4.25. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu

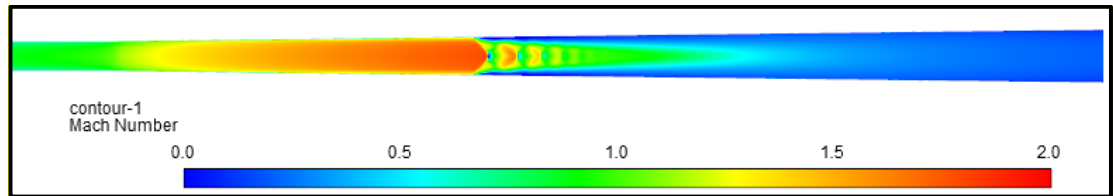
NXP'nin değişimi difüzör girişine kadar Mach sayısında büyük bir değişikliğe neden olmamıştır. Ancak NXP değeri 1 mm'nin üzerine çıktığında, difüzör bölgesinde Mach

sayısının düşmesi gerekirken, büyük artış olmakta ve sonrasında Mach sayısı değerinde ciddi dalgalanmalar olmaktadır. Beş farklı NXP ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.26’da verilmiştir.



Şekil 4.26. Ejektör eksenindeki Mach sayısının NXP’ye göre değişimi

NXP değeri 3 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte Mach sayısındaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın Mach sayısı konturu Şekil 4.27’de gösterilmiştir.



Şekil 4.27. NXP=3 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu

4.5.2. Boğaz Çapının Etkisi

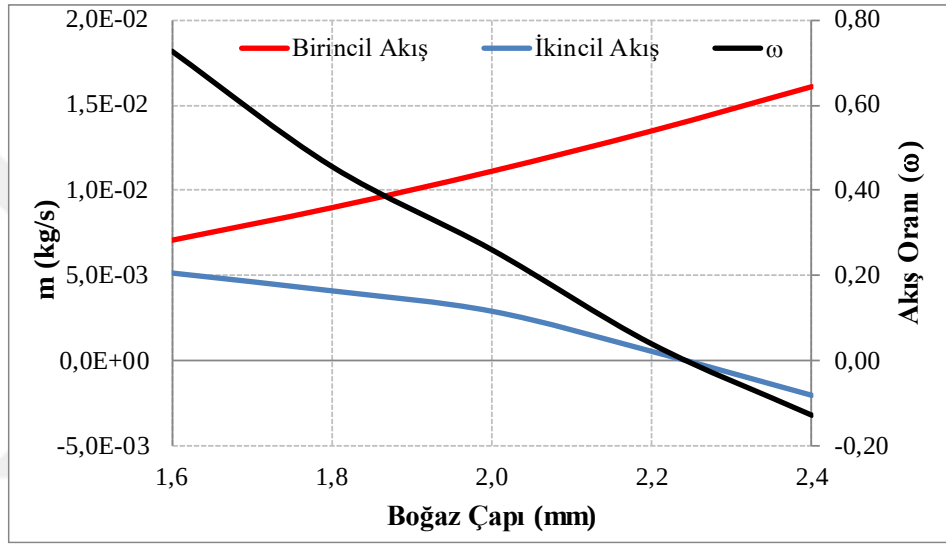
Boğaz çapının etkisini görebilmek için, bir boyutlu analize göre elde edilen boğaz çapı ve bundan daha küçük ve daha büyük değerler seçilerek analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.9’da birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının boğaz çapı ile değişimi, Çizelge 4.10’da ise çıkış basıncının boğaz çapı ile değişimi verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.28’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının boğaz çapı ile değişimi, Şekil 4.29’da ise çıkış basıncının boğaz çapı ile değişimi gösterilmiştir. Değişken boğaz çapı değerine göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.30, Şekil 4.31 ve 4.32’de gösterilmiştir. Boğaz çapı arttıkça birincil akış debisi artmakta ve ikincil akış debisi düşmektedir. Dolayısıyla akış oranı düşmektedir. Boğaz çapı 2,4 mm olduğunda sistemde ters akış meydana gelmektedir ve buharlaştırıcı 2’den akışkan geçmediği için soğutma yapılamamaktadır. Burada görüldüğü gibi ejektör tasarımı boğaz çapının uygun seçilmemesi durumunda sistem performansında iyileştirme yerine kötüleşme olacaktır. Boğaz çapının artması ejektör çıkışındaki basıncın artmasına dolayısıyla basınç farkının artmasına neden olmaktadır. Boğaz çapının büyük olduğu analizlerde basınç farkının yüksek çıkmasının sebebi, ejektörün ikincil akıştan emiş yapamaması ve buna bağlı olarak yüksek basınç hattından gelen birincil akışın neredeyse tamamının doğrudan difüzörden çıkmasıdır. Bu durum Şekil 4.31’de verilen basınç dağılımında da görülmektedir. Lüle çıkışında basınç artışları ve şok dalgaları meydana geldiğinden karışım oranı azalmıştır.

Çizelge 4.9. Akış oranının boğaz çapı ile değişimi

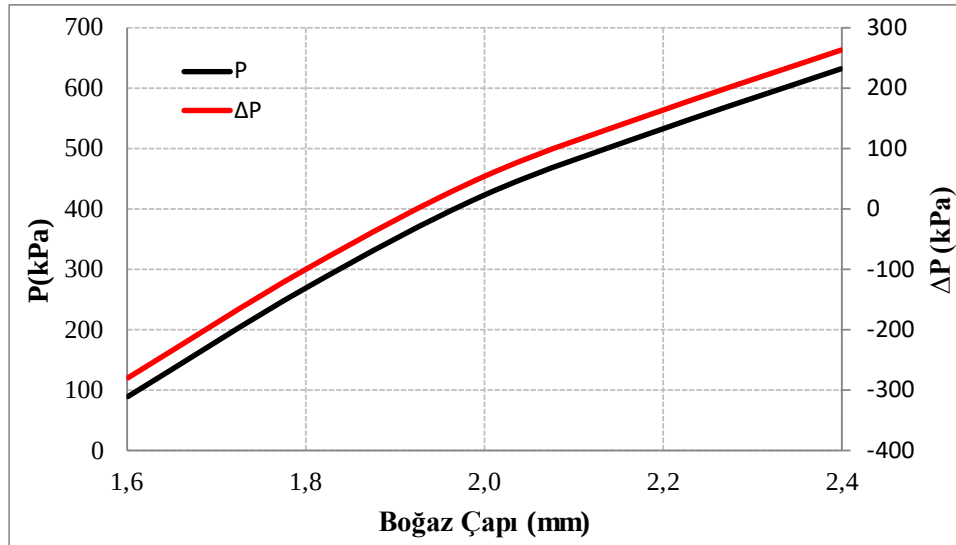
D_b (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
1,6	7,10E-03	5,16E-03	1,40E-02	0,73
1,8	9,01E-03	4,11E-03	1,41E-02	0,46
2,0	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
2,2	1,35E-02	5,27E-04	1,41E-02	0,04
2,4	1,61E-02	-2,07E-03	1,41E-02	-0,13

Çizelge 4.10. Basıncın oranının boğaz çapı ile değişimi

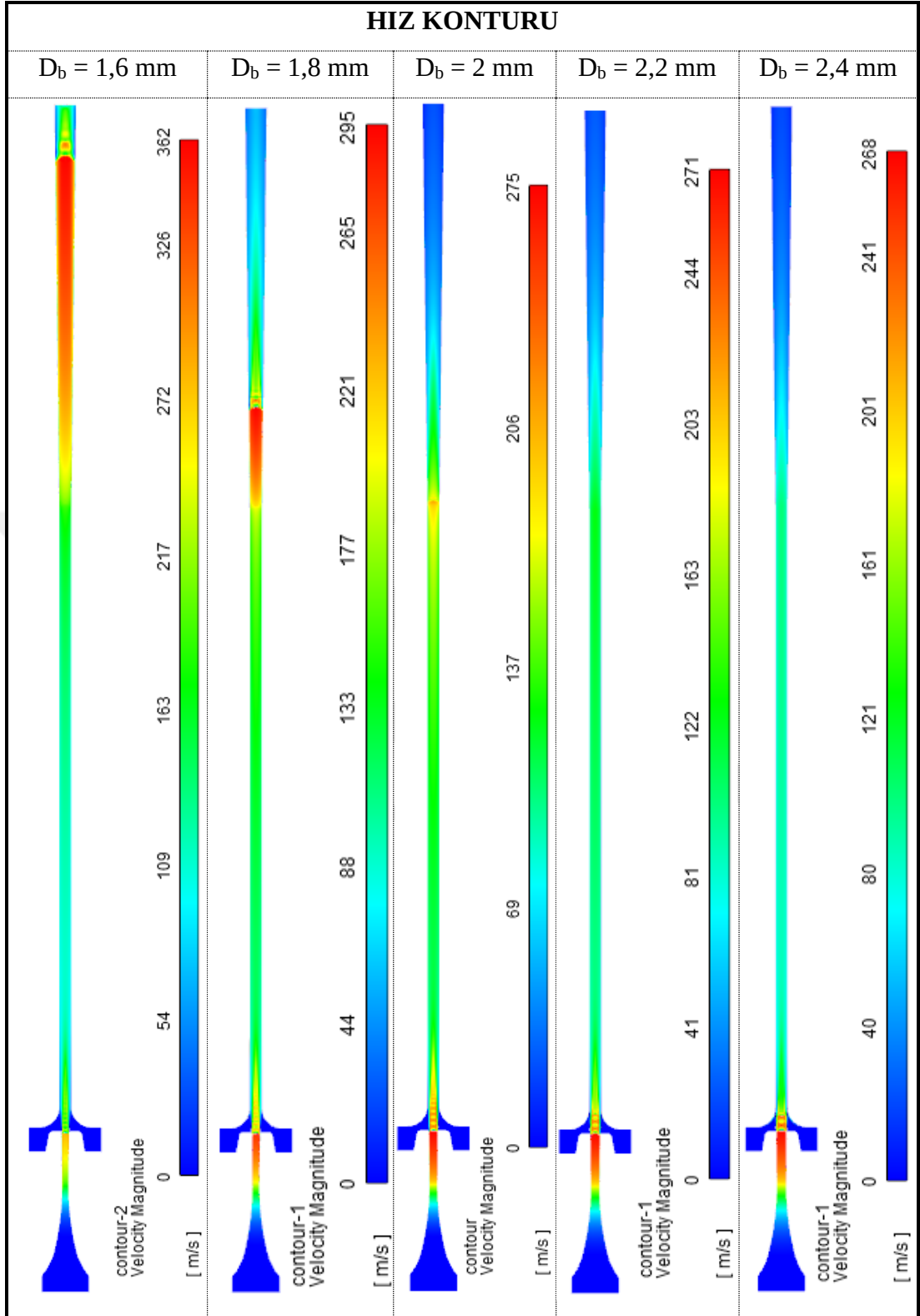
D_b (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basınç Yükseltme ΔP (kPa)
1,6	9,36E+02	3,70E+02	8,92E+01	-2,81E+02
1,8	9,36E+02	3,70E+02	2,70E+02	-1,00E+02
2,0	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
2,2	9,36E+02	3,70E+02	5,33E+02	1,63E+02
2,4	9,36E+02	3,70E+02	6,33E+02	2,63E+02



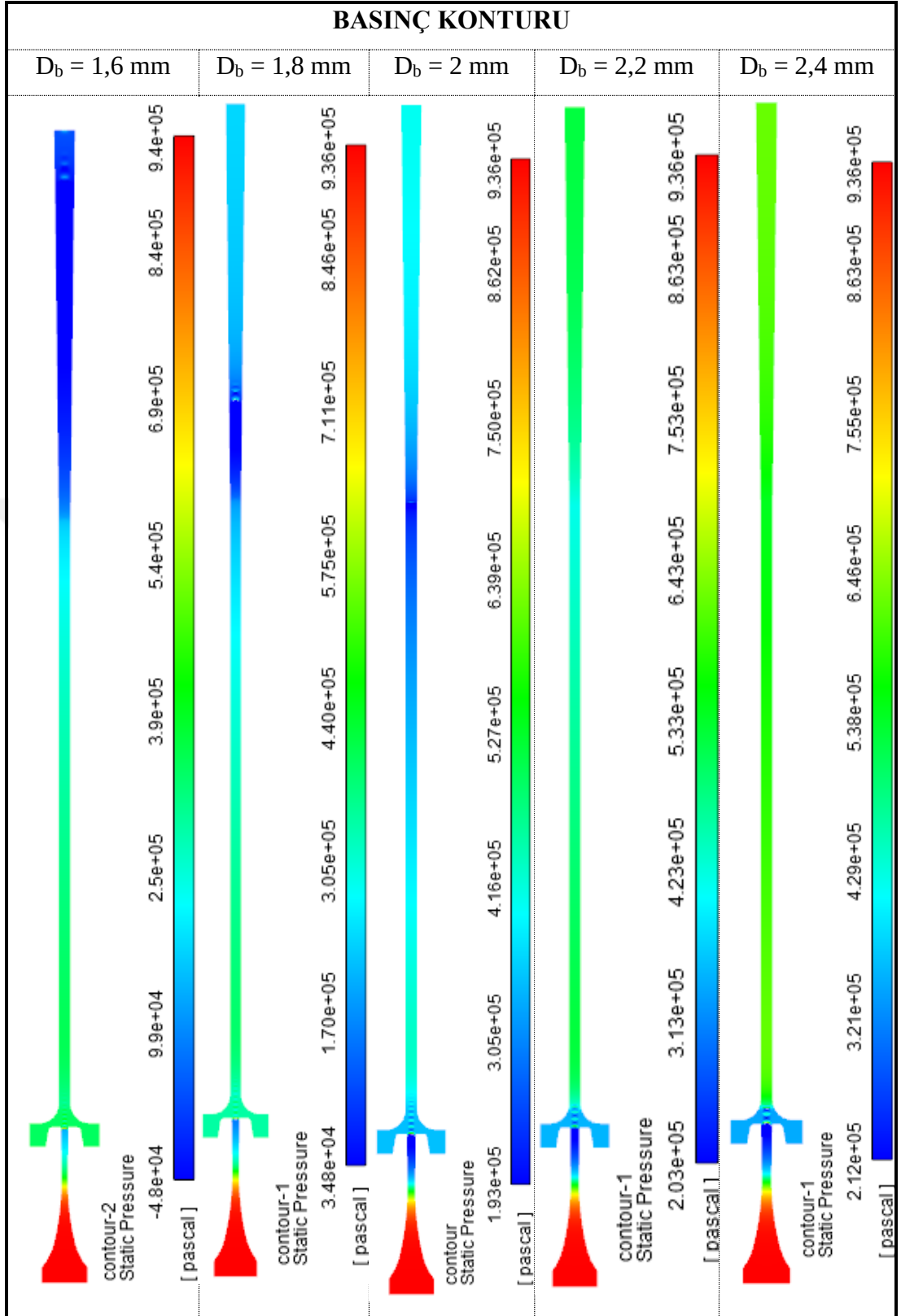
Şekil 4.28. Kütlesel debi ve akış oranının boğaz çapı ile değişimi



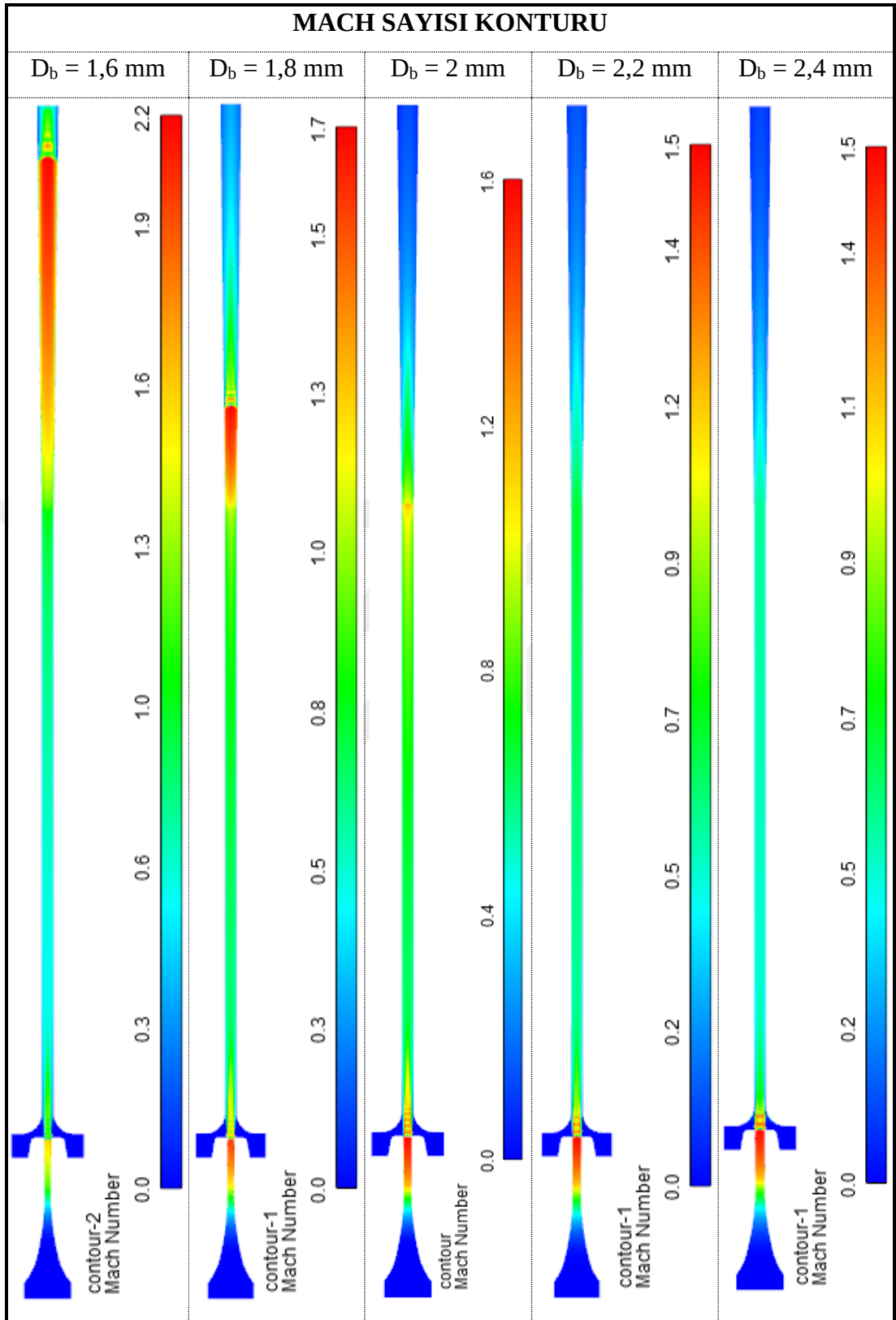
Şekil 4.29. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının boğaz çapı ile değişimi



Şekil 4.30. Hız konturunun boğaz çapı ile değişimi

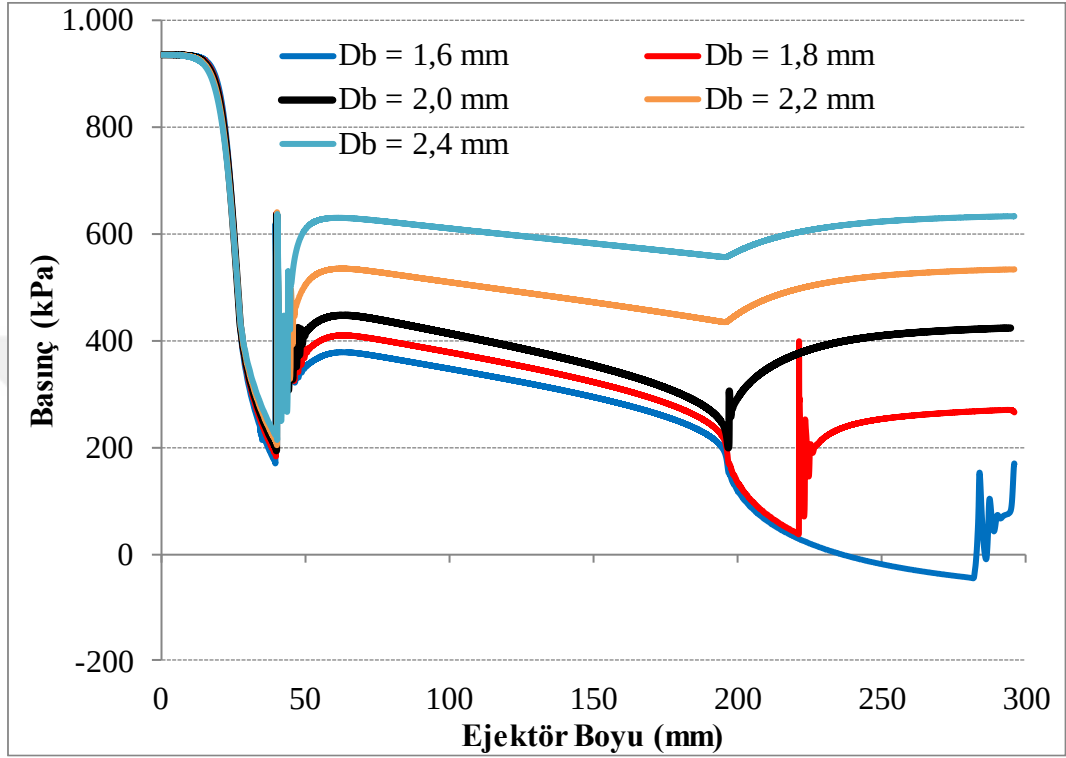


Şekil 4.31. Basınç konturunun boğaz çapı ile değişimi



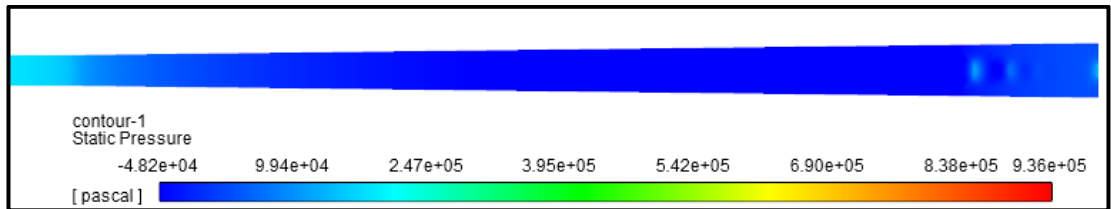
Şekil 4.32. Mach sayısı konturunun boğaz çapı ile değişimi

Boğaz çapının değişimi lüle çıkışında basınçta büyük değişikliğe neden olmuştur. Özellikle boğaz çapının 2 mm'nin altına düşmesi ile birlikte difüzör bölgesinde akışta dalgalanmalar ve negatif basınçlar oluşmaktadır. Beş farklı boğaz çapı ölçüsü için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.33'te verilmiştir.



Şekil 4.33. Ejektör eksenindeki basıncın boğaz çapına göre değişimi

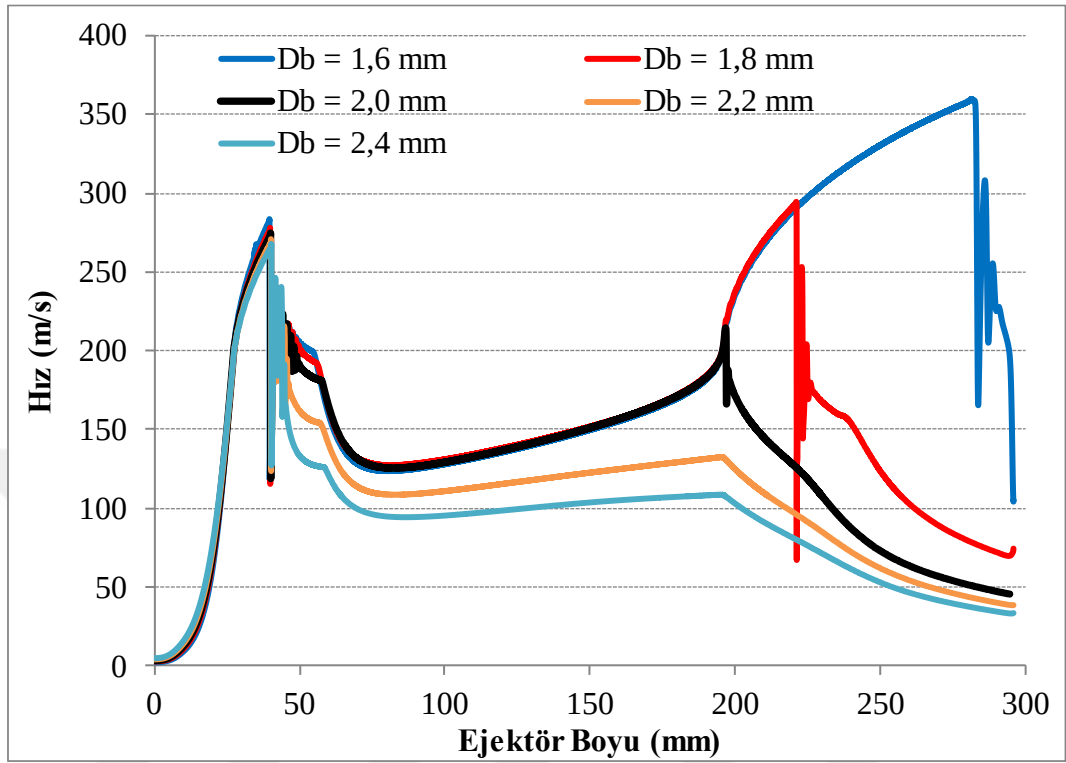
Boğaz çapı değeri 1,6 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte basınçtaki düşüş ve daha sonrasındaki dalgalanmanın basınç konturu Şekil 4.34'te gösterilmiştir.



Şekil 4.34. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu

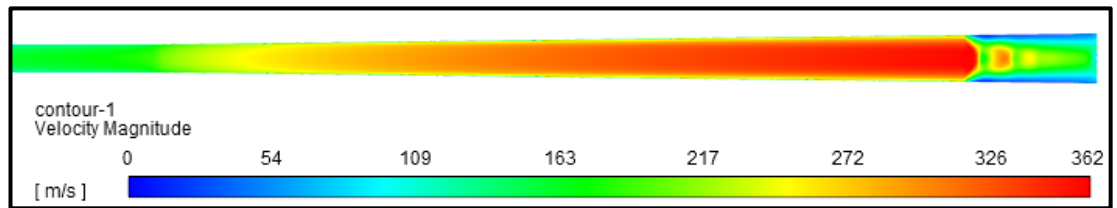
Boğaz çapının değişimi lüle çıkışında hızda büyük değişikliğe neden olmuştur. Özellikle boğaz çapının 2 mm'nin altına düşmesi ile birlikte difüzör bölgesinde akışta

dalgalanmalar ve hızda yükselmeler görülmektedir. Beş farklı boğaz çapı ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.35’te verilmiştir.



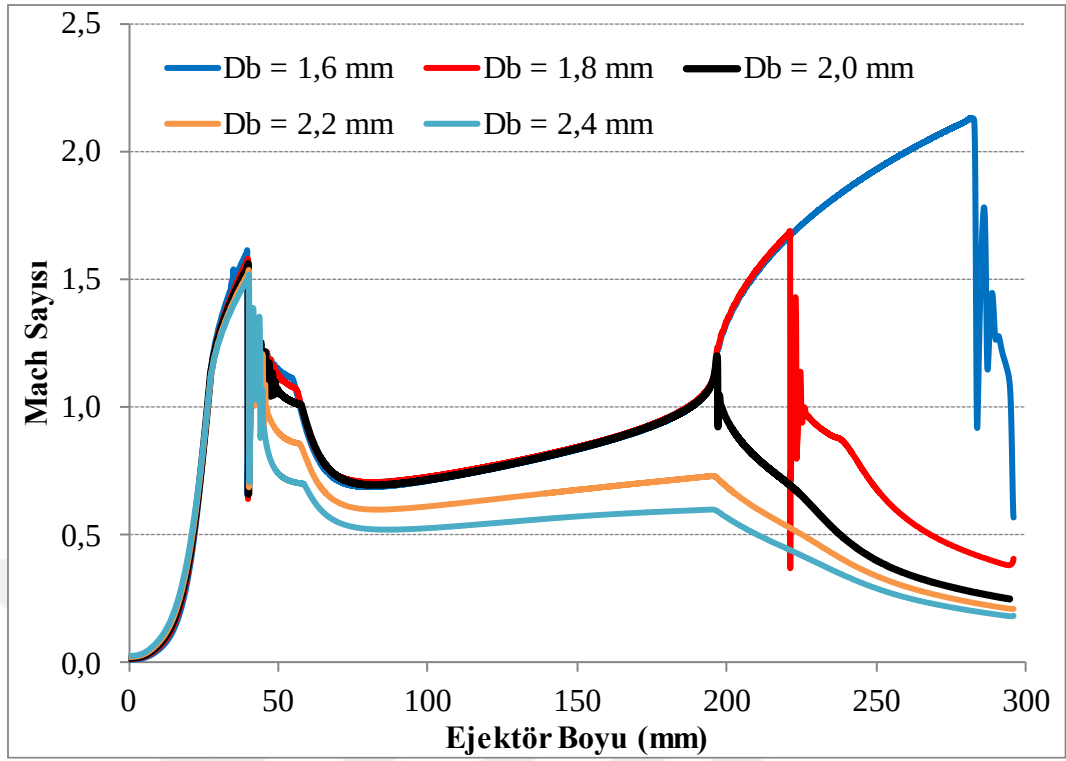
Şekil 4.35. Ejektör eksenindeki hızın boğaz çapına göre değişimi

Boğaz çapı değeri 1,6 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte hızdaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın hız konturu Şekil 4.36’da gösterilmiştir.



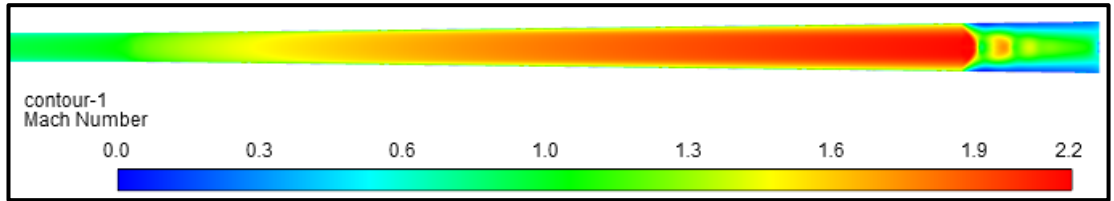
Şekil 4.36. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu

Boğaz çapının değişimi lüle çıkışında Mach sayısında büyük değişikliğe neden olmuştur. Özellikle boğaz çapının 2 mm’nin altına düşmesi ile birlikte difüzör bölgesinde akışta dalgalanmalar ve Mach sayısında yükselmeler görülmektedir. Beş farklı boğaz çapı ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.37’de verilmiştir.



Şekil 4.37. Ejektör eksenindeki Mach sayısının boğaz çapına göre değişimi

Boğaz çapı değeri 1,6 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte Mach sayısındaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın konturu Şekil 4.38’de gösterilmiştir.



Şekil 4.38. Boğaz çapı değeri 1,6 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu

4.5.3. Karışım Bölgesi Çapının Etkisi

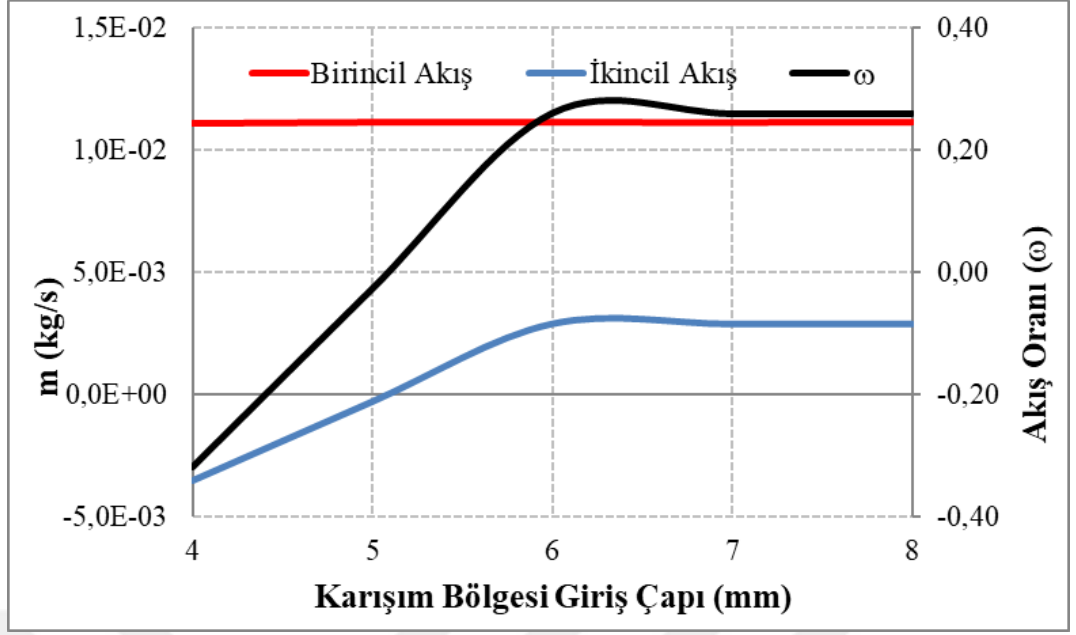
Karışım bölgesi çapının etkisini görebilmek için farklı karışım bölgesi çap değerleri ile analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.11’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi, Çizelge 4.12’de ise çıkış basıncının karışım bölgesi çapı ile değişimi tablo halinde verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.39’da birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi, Şekil 4.40’ta ise çıkış basıncının karışım bölgesi çapı ile değişimi gösterilmiştir. Karışım bölgesi çapı arttıkça ikincil akış debisi artmakta ve dolayısıyla akış oranı da artmaktadır. Bunlara paralel olarak çıkış basıncı da artmaktadır. Belirli bir değerden sonra (6 mm) değerler sabit kalmaktadır. Karışım bölgesi çapı 6mm’den az olduğu durumlarda ters akış meydana gelmektedir.

Çizelge 4.11. Akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi

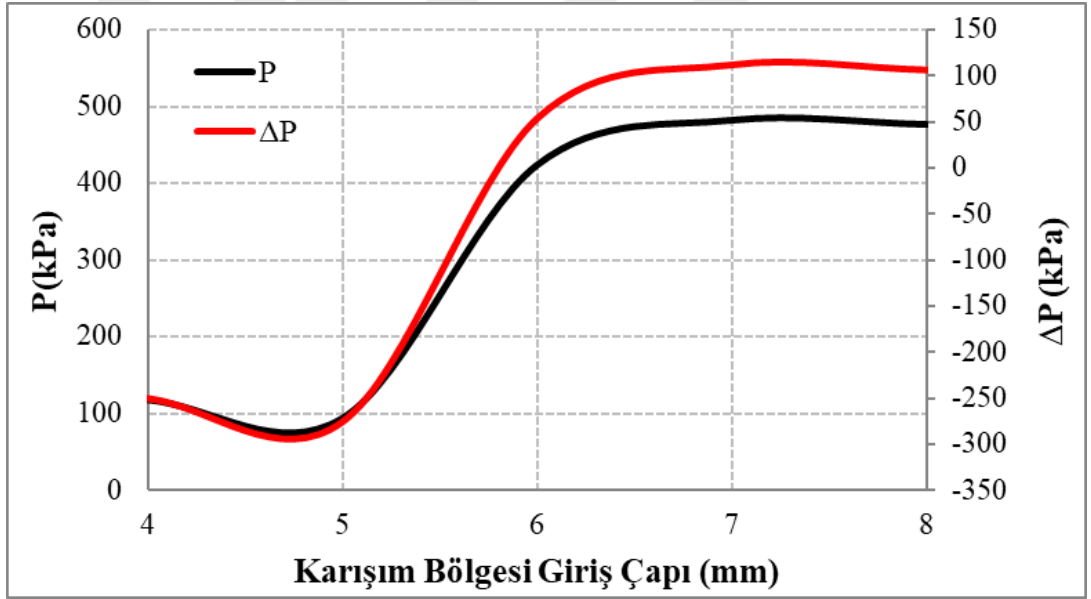
D_k (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
4	1,12E-02	-3,54E-03	1,41E-02	-0,32
5	1,12E-02	-2,94E-04	1,40E-02	-0,03
6	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
7	1,12E-02	2,89E-03	1,41E-02	0,26
8	1,12E-02	2,89E-03	1,41E-02	0,26

Çizelge 4.12. Basıncın oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi

D_k (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basıncı Yükseltme ΔP (kPa)
4	9,36E+02	3,69E+02	1,18E+02	-2,50E+02
5	9,36E+02	3,70E+02	9,40E+01	-2,76E+02
6	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
7	9,36E+02	3,70E+02	4,82E+02	1,12E+02
8	9,36E+02	3,70E+02	4,77E+02	1,07E+02

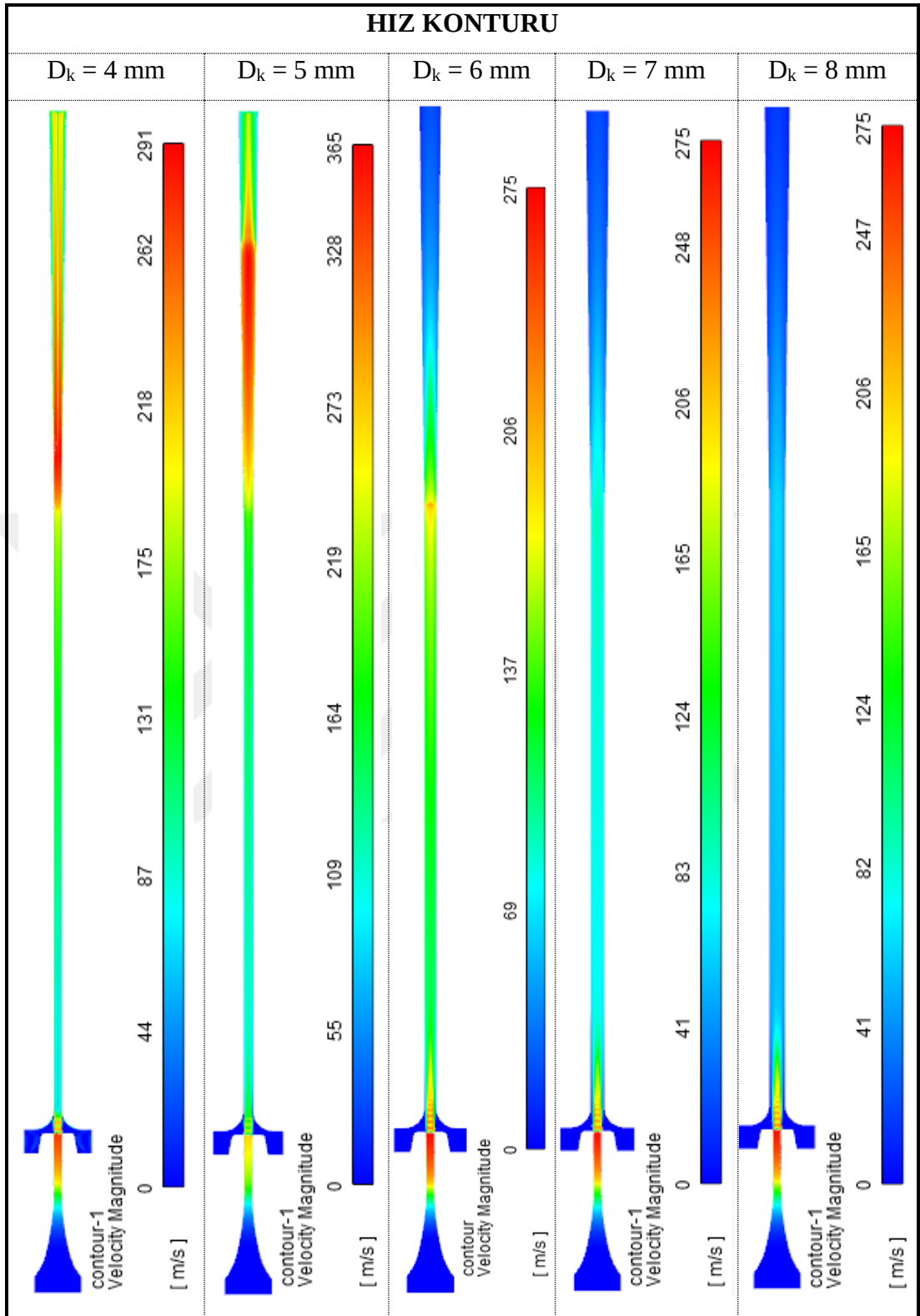


Şekil 4.39. Akış oranının karışım bölgesi çapı ile değişimi

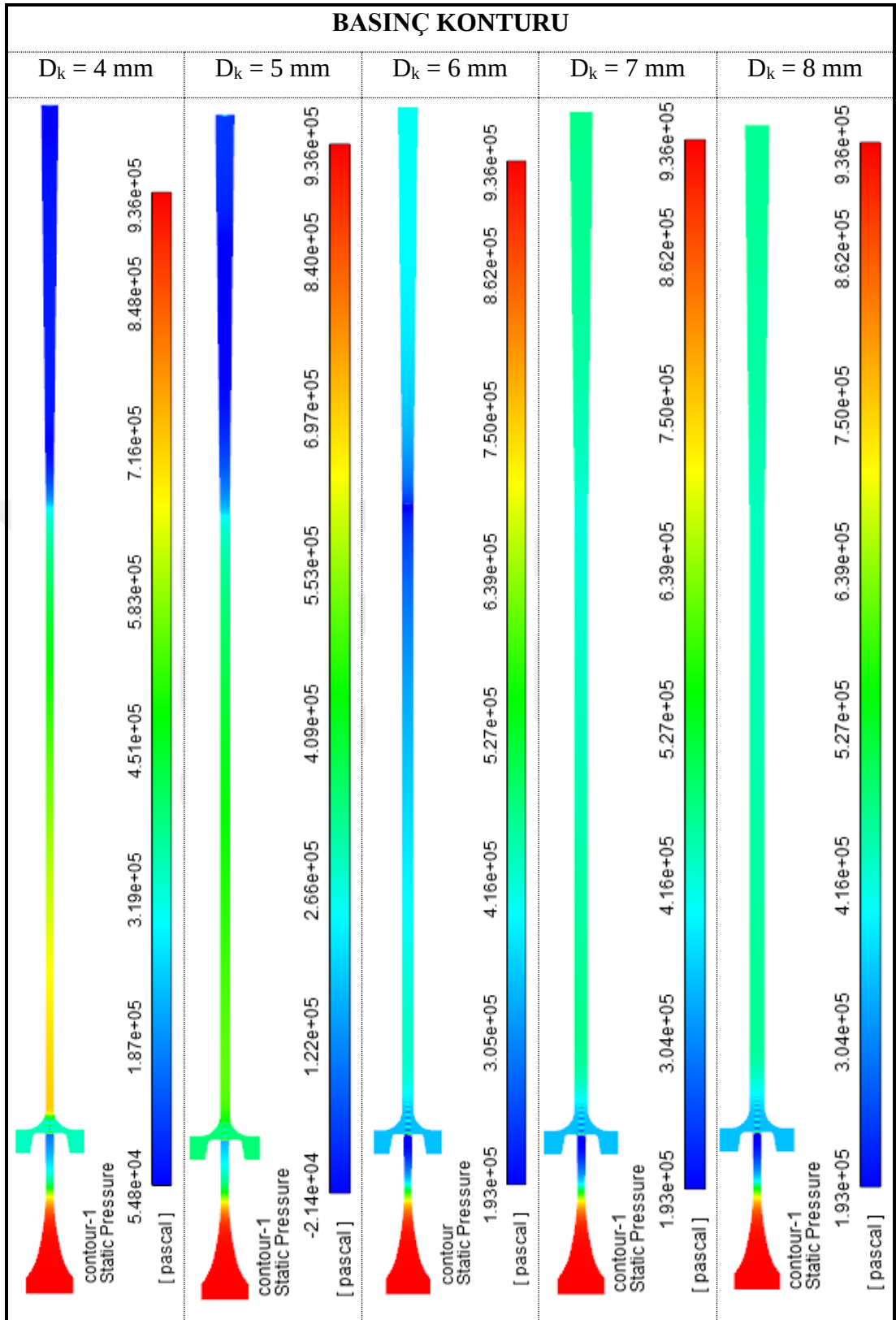


Şekil 4.40. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının karışım bölgesi çapı ile değişimi

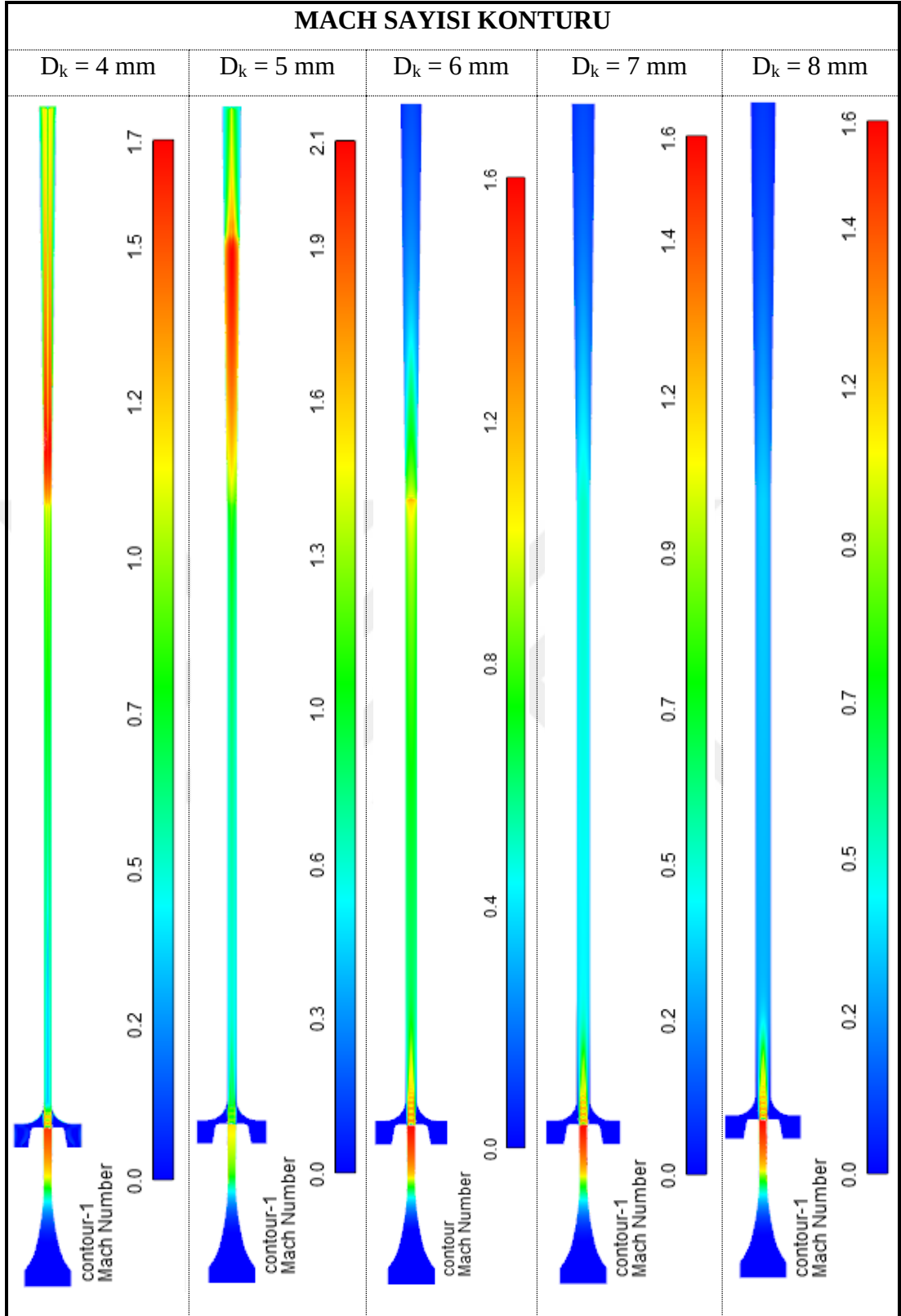
Değişken karışım bölgesi çapı değerine göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.41, 4.42 ve 4.43'te gösterilmiştir. Bu hız, basınç ve Mach sayısı dağılımlarından görüldüğü gibi karışım bölgesi çapı 3 mm'den az olduğu durumlarda difüzör çıkışında hız yüksek olmakta ve basınç artışını azaltmaktadır. Ayrıca lüle çıkışında hızın daha fazla olması da karışım oranını artırmaktadır.



Şekil 4.41. Hız konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi

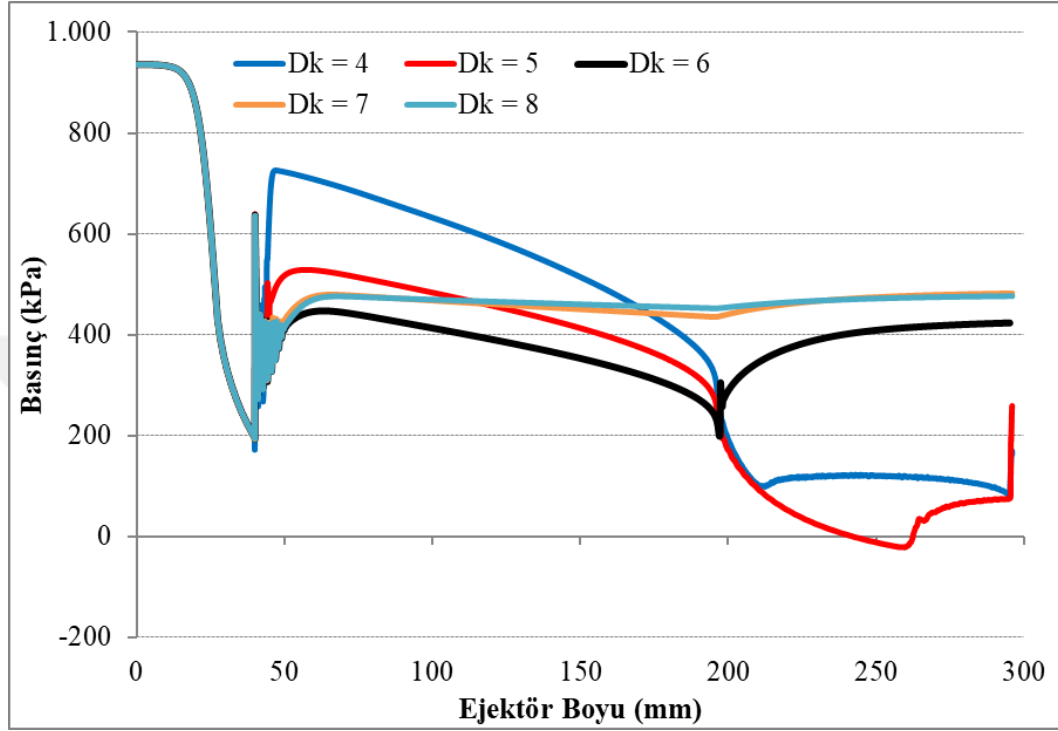


Şekil 4.42. Basınç konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi



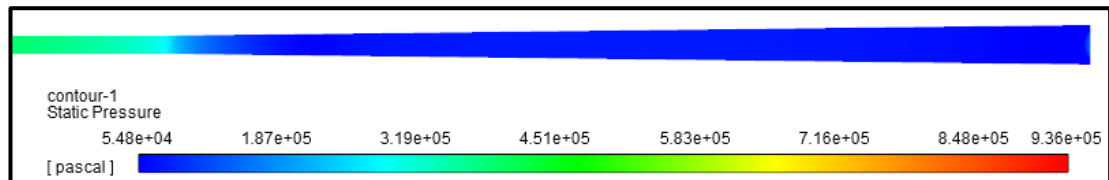
Şekil 4.43. Mach sayısı konturunun karışım bölgesi çapı ile değişimi

Karışım bölgesi çapının değişimi, lüle çıkışındaki basınçta büyük değişikliğe neden olmuştur. Özellikle karışım bölgesi çapının 6 mm'nin altına düşmesi ile birlikte difüzör bölgesinde basınçta düşüşler gözlemlenmiştir. Beş farklı karışım bölgesi çapı için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.44'te verilmiştir.



Şekil 4.44. Ejektör eksenindeki basıncın karışım bölgesi çapı ile değişimi

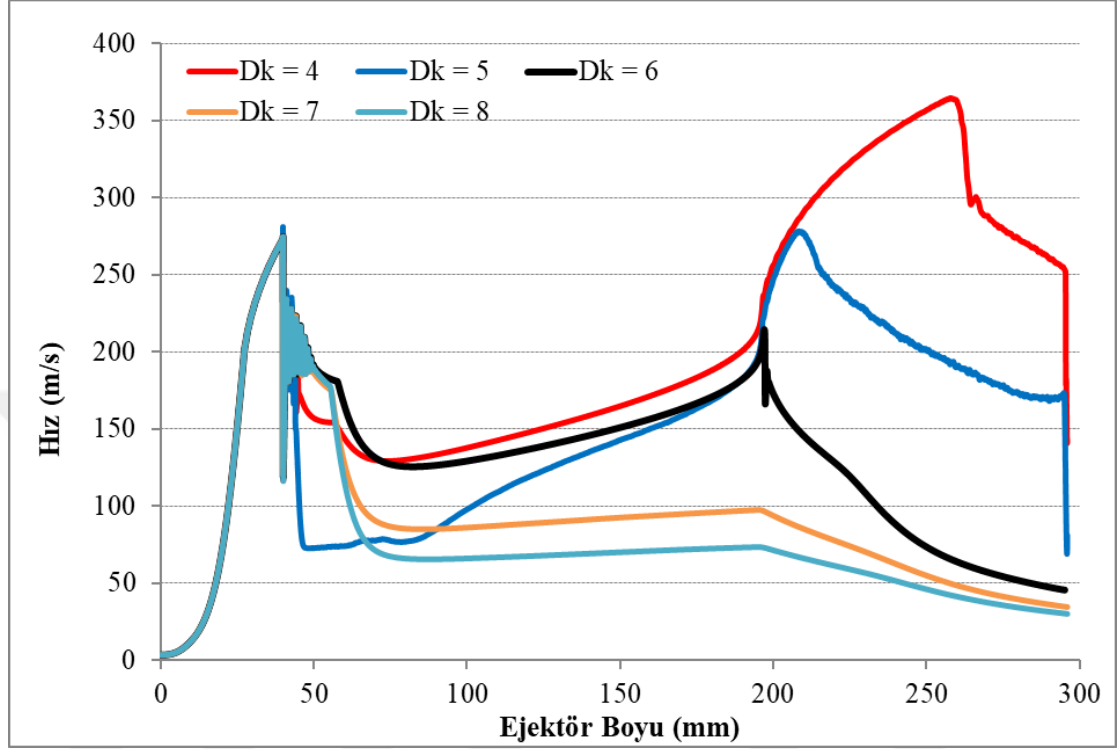
Karışım bölgesi çap değeri 4 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte basınçtaki düşüşü gösteren basınç konturu Şekil 4.45'te gösterilmiştir. Difüzöre girdikten sonra akışkanın basıncının artması gerekirken, basınç düşüşü meydana gelmektedir.



Şekil 4.45. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu

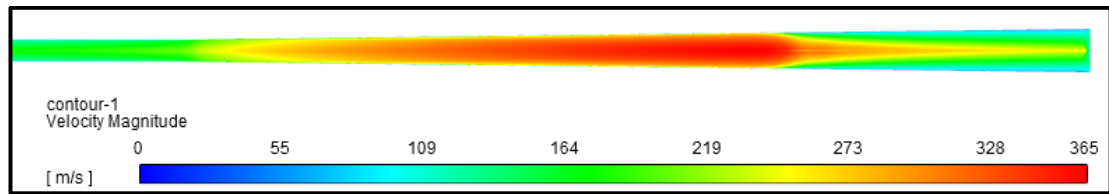
Karışım bölgesi çapının değişimi lüle çıkışındaki hızda büyük değişikliğe neden olmaktadır. Özellikle karışım bölgesi çapının 6 mm'nin altına inmesi ile birlikte

difüzör bölgesindeki akışta dalgalanmalar ve hızda yükselmeler görülmektedir. Beş farklı karışım bölgesi çapı ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.46’da verilmiştir.



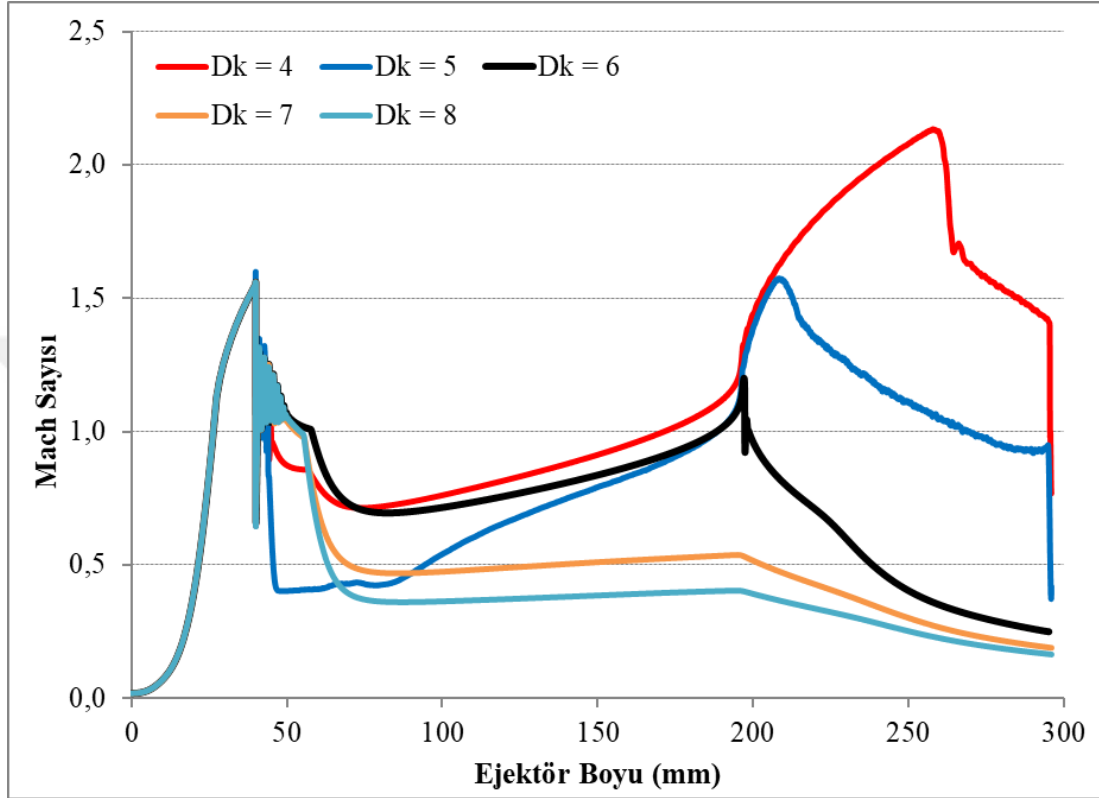
Şekil 4.46. Ejektör eksenindeki hızın karışım bölgesi çapı ile değişimi

Karışım bölgesi çapı değeri 4 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte hızdaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın hız konturu Şekil 4.47’de gösterilmiştir.



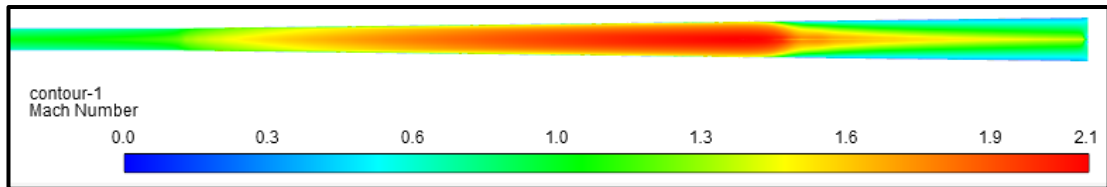
Şekil 4.47. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu

Karışım bölgesi çapının değişimi lüle çıkışında Mach sayısında büyük değişikliğe neden olmuştur. Özellikle karışım bölgesi çapının 6 mm'nin altına inmesi ile birlikte difüzör bölgesinde akışta dalgalanmalar ve Mach sayısında yükselmeler görülmektedir. Beş farklı karışım bölgesi çapı ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.48'de verilmiştir.



Şekil 4.48. Ejektör eksenindeki Mach sayısının karışım bölgesi çapı ile değişimi

Hız dağılımına benzer şekilde karışım bölgesi çapı değeri 4 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte Mach sayısındaki artış ve daha sonrasındaki dalgalanmanın Mach sayısı konturu Şekil 4.49'da gösterilmiştir.



Şekil 4.49. Karışım bölgesi çapı 4 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu

4.5.4. İraksak Lüle Açısının Etkisi

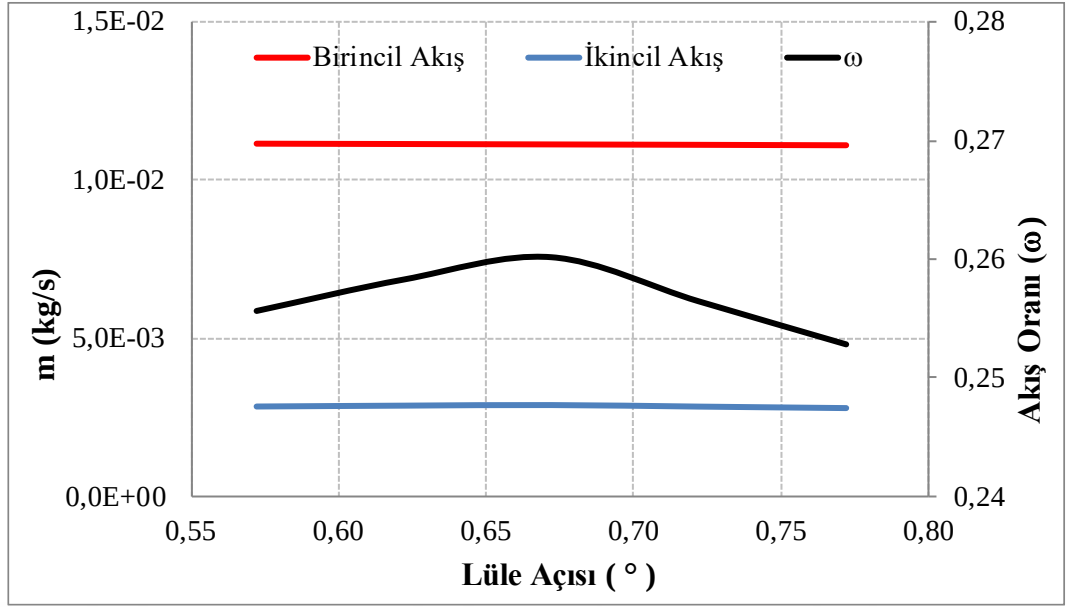
Lüle açısının etkisini görebilmek için farklı değerler kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.13'te birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının lüle açısı ile değişimi, Çizelge 4.14'te ise çıkış basıncının lüle açısı ile değişimi tablo halinde verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.50'de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının lüle açısı ile değişimi, Şekil 4.51'de ise çıkış basıncının lüle açısı ile değişimi gösterilmiştir. Burada ıraksak lüle açısı diğer geometrik uzunluklara bağlı olduğu için çok fazla değiştirilememektedir. Lüle açısı artınca birincil akış debisi azalmaktadır. İkincil akış debisi ise ilk önce artmakta daha sonra ($0,672^\circ$ civarında) azalmaktadır. Dolayısıyla debi oranı $0,672^\circ$ civarında optimum bir değer almaktadır. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme oranı da bu optimum değerden sonra sert bir şekilde düşmektedir. Değişken lüle açısı değerine göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.52, 4.53 ve 4.54'te gösterilmiştir. Basınç konturlarında görüldüğü gibi açı arttıkça karışım bölgesi sonunda şok dalgalarının oluşumundan dolayı difüzörde basınç artışı yerine ani basınç düşmeleri meydana geldiğinden basınç yükseltme miktarı azalmaktadır.

Çizelge 4.13. Akış oranının lüle açısı ile değişimi

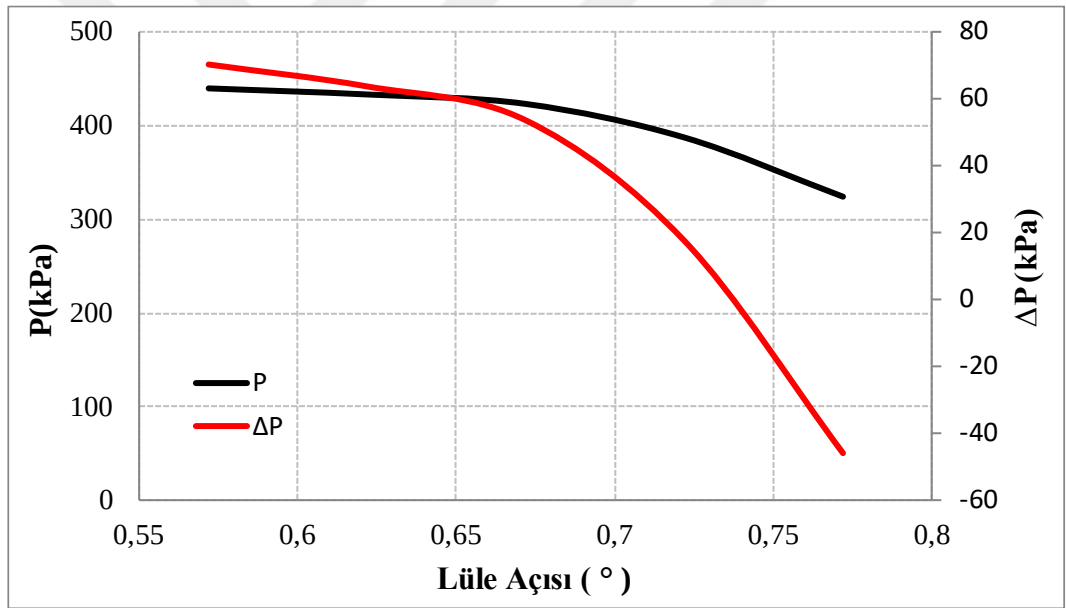
A_L ($^\circ$)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
0,572	1,12E-02	2,86E-03	1,41E-02	0,26
0,622	1,12E-02	2,89E-03	1,41E-02	0,26
0,672	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0,722	1,11E-02	2,86E-03	-1,41E-02	0,26
0,772	1,11E-02	2,81E-03	-1,41E-02	0,25

Çizelge 4.14. Basıncın oranının lüle açısı ile değişimi

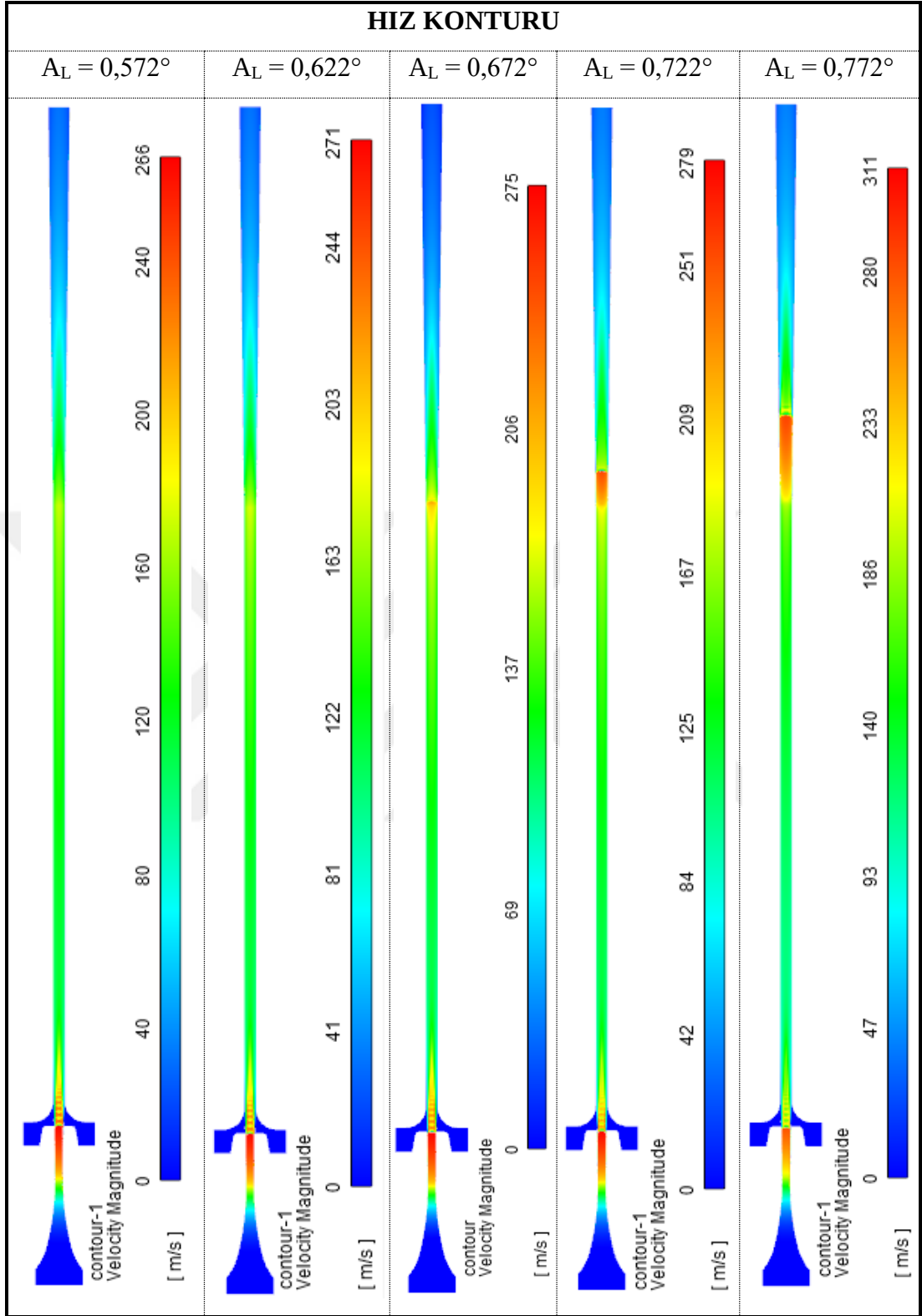
A_L ($^\circ$)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basınç Yükseltme ΔP (kPa)
0,572	9,36E+02	3,70E+02	4,40E+02	7,04E+01
0,622	9,36E+02	3,70E+02	4,34E+02	6,39E+01
0,672	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
0,722	9,36E+02	3,70E+02	3,88E+02	1,77E+01
0,772	9,36E+02	3,70E+02	3,24E+02	-4,58E+01



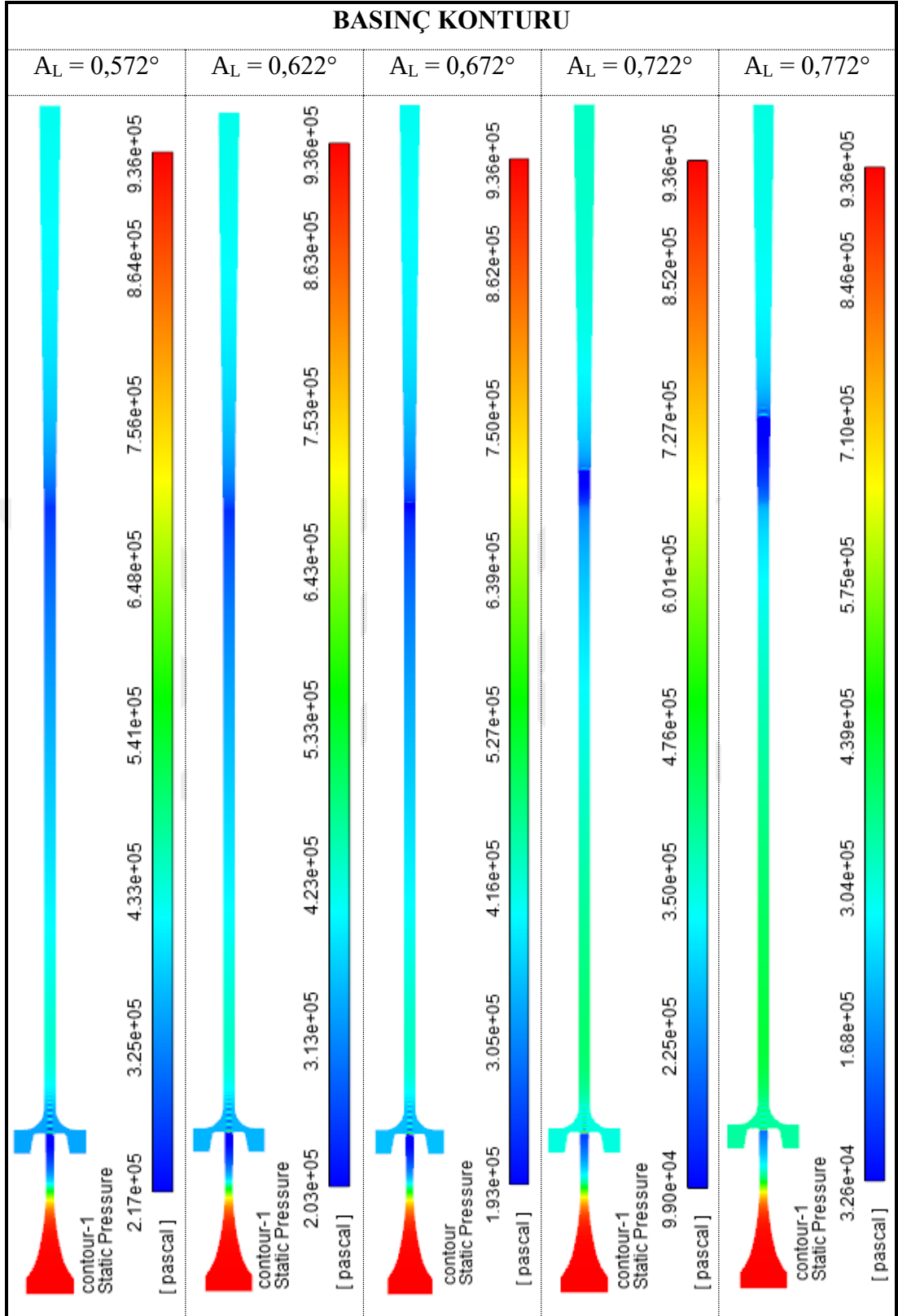
Şekil 4.50. Akış oranının lüle açısı ile değişimi



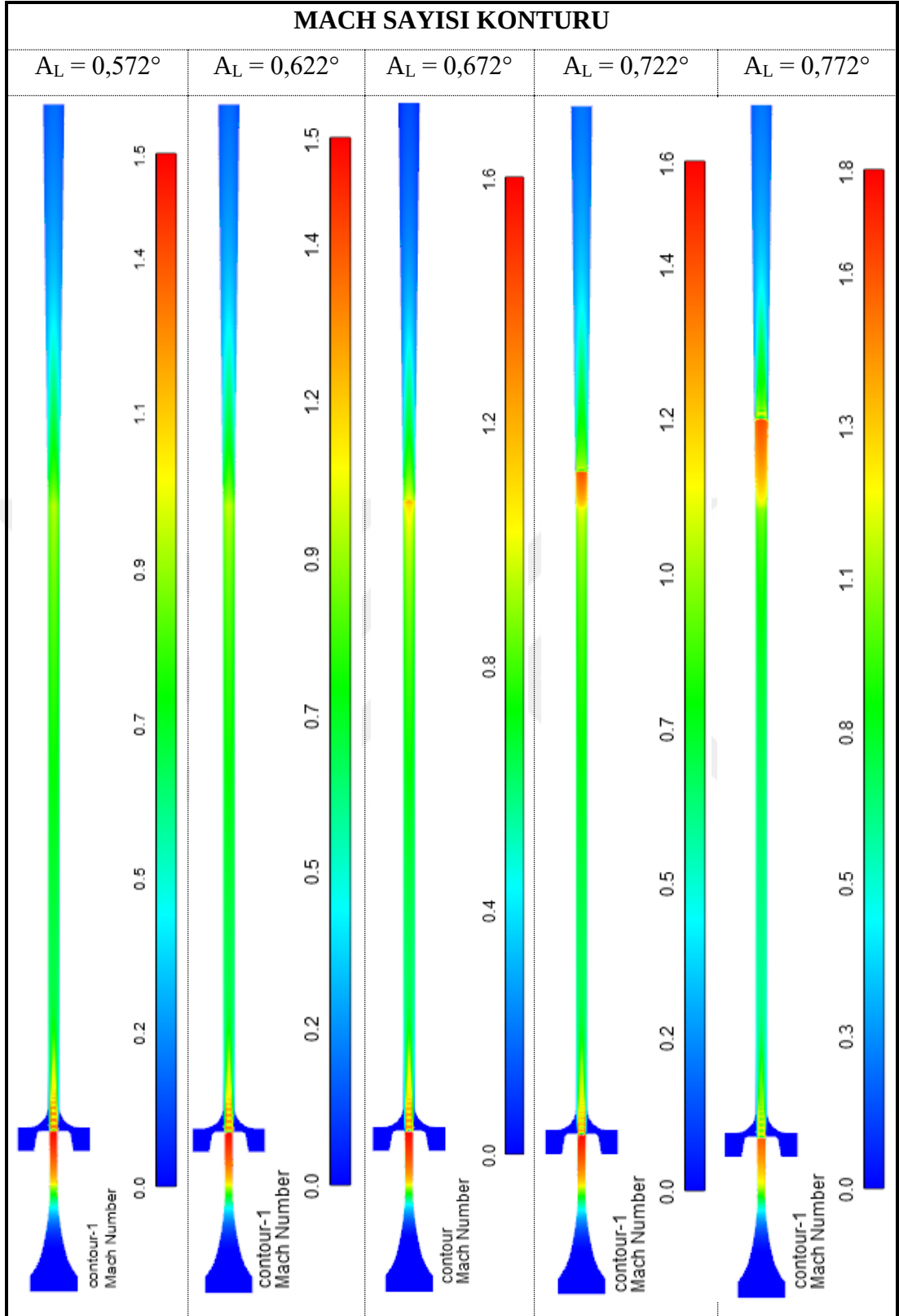
Şekil 4.51. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının lüle açısı ile değişimi



Şekil 4.52. Hız konturunun lüle açısı ile değişimi

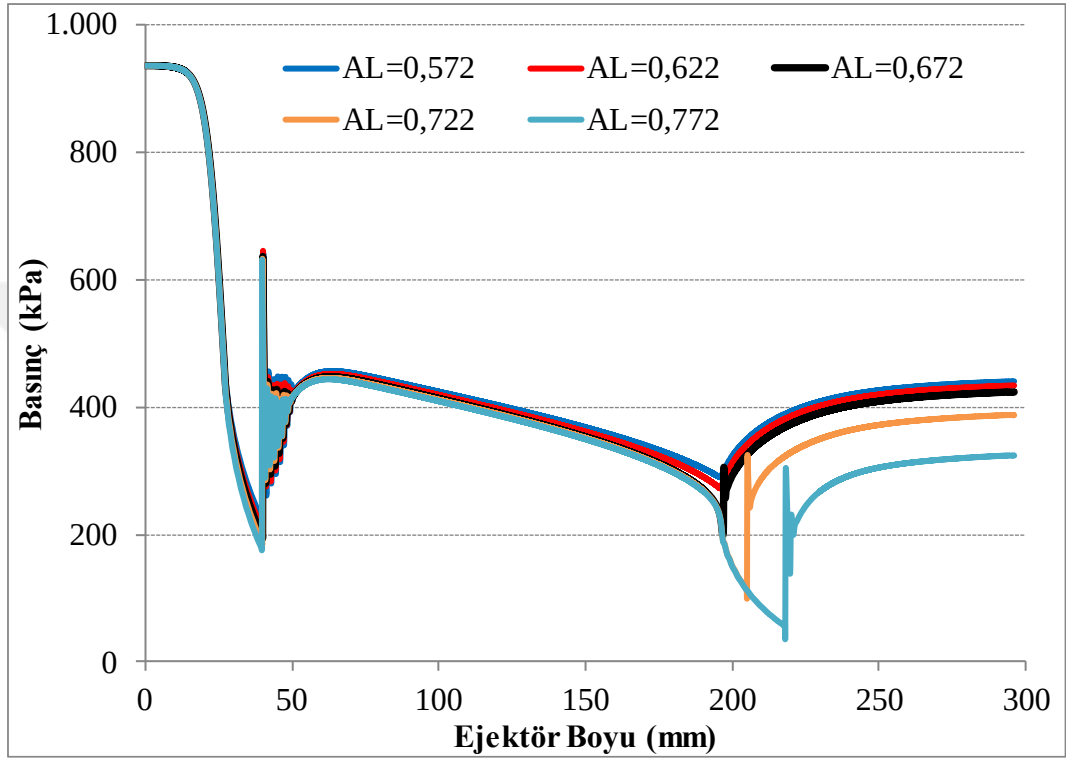


Şekil 4.53. Basınç konturunun lüle açısı ile değişimi



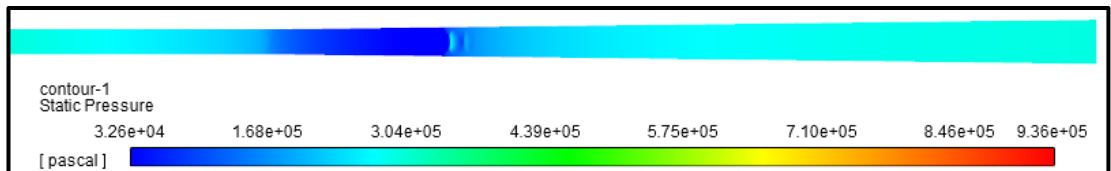
Şekil 4.54. Mach sayısı konturunun lüle açısı ile değişimi

Lüle açısının değişimi lüle çıkışında basınçta önemli bir değişikliğe neden olmamasına rağmen difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar gözlenmiştir. Özellikle lüle açısının değeri $0,672^\circ$ 'nin üzerine çıkması ile birlikte difüzör bölgesinde basınçta düşüşler gözlemlenmiştir. Beş farklı lüle açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.55'te verilmiştir.



Şekil 4.55. Ejektör eksenindeki basıncın lüle açısı ile değişimi

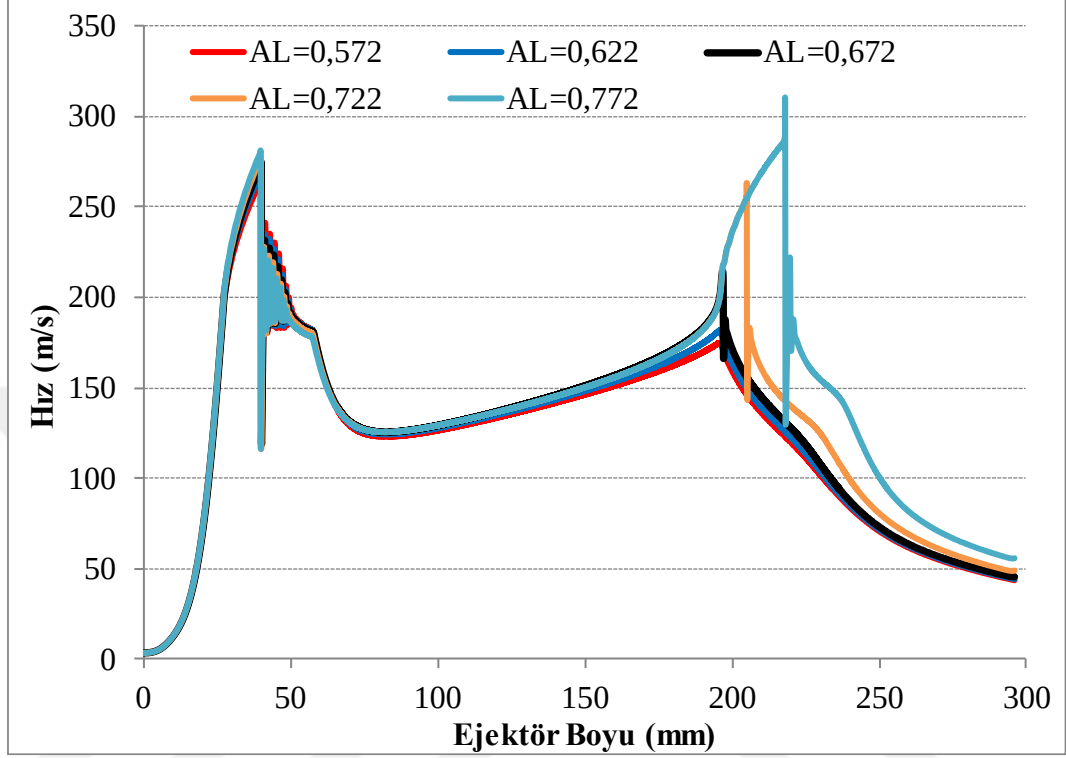
Lüle açısı değeri $0,772^\circ$ olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte basınçtaki dalgalanmaları ve düşüşü gösteren basınç konturu Şekil 4.56'da gösterilmiştir.



Şekil 4.56. Lüle açısı $0,772^\circ$ mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu

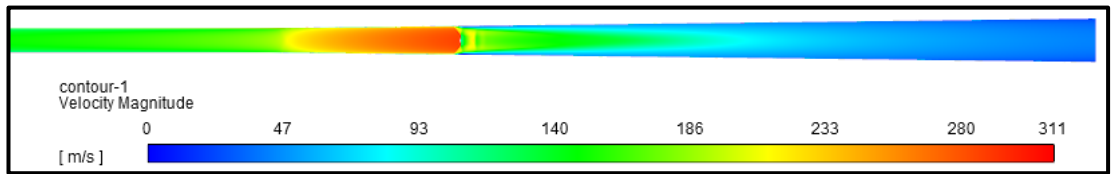
Lüle açısının değişimi lüle çıkışında hızda önemli bir değişikliğe neden olmamasına rağmen difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar

gözlenmiştir. Özellikle lüle açısının değeri $0,672^\circ$ 'nin üzerine çıkması ile birlikte difüzör bölgesindeki hızda yükselmeler gözlemlenmiştir. Beş farklı lüle açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.57'de verilmiştir.



Şekil 4.57. Ejektör eksenindeki hızın lüle açısı ile değişimi

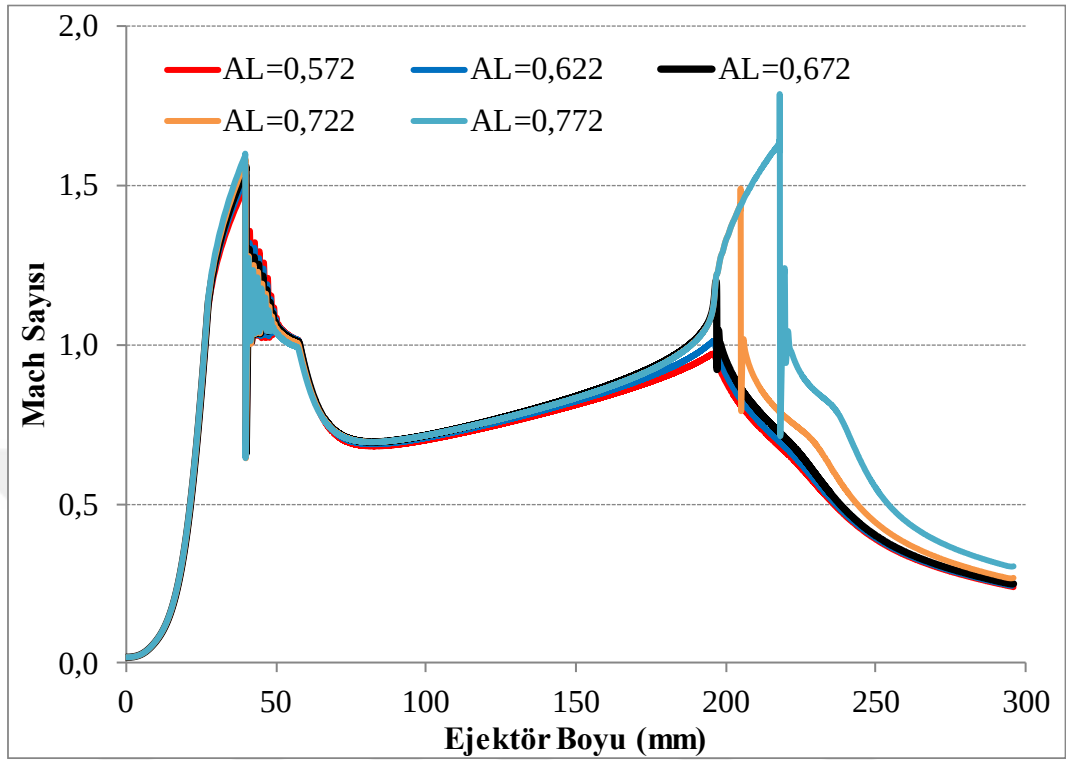
Lüle açısı değeri $0,772^\circ$ olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte hızdaki dalgalanmaları ve yükselişi gösteren hız konturu Şekil 4.58'de gösterilmiştir.



Şekil 4.58. Lüle açısı $0,772^\circ$ için difüzör bölgesine girişteki hız konturu

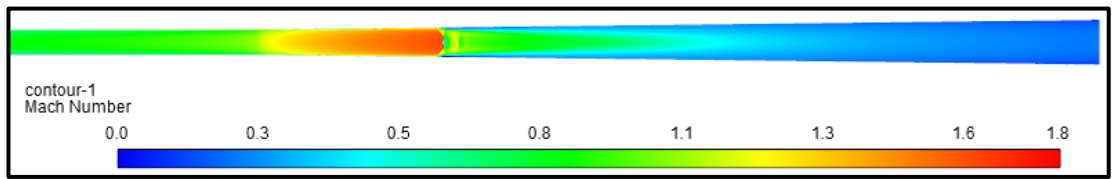
Lüle açısının değişimi lüle çıkışında Mach sayısında önemli bir değişikliğe neden olmamasına rağmen difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar gözlenmiştir. Özellikle lüle açısının değeri $0,672^\circ$ 'nin üzerine çıkması ile birlikte

difüzör bölgesinde Mach sayısında yükselmeler gözlemlenmiştir. Beş farklı lüle açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.59’da verilmiştir.



Şekil 4.59. Ejektör eksenindeki Mach sayısının lüle açısı ile değişimi

Lüle açısı değeri $0,772^\circ$ olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte Mach sayısındaki dalgalanmaları ve yükselişi gösteren Mach sayısı konturu Şekil 4.60’da gösterilmiştir.



Şekil 4.60. Lüle açısı $0,772^\circ$ için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu

4.5.5. Karışım Bölgesi Uzunluğunun Etkisi

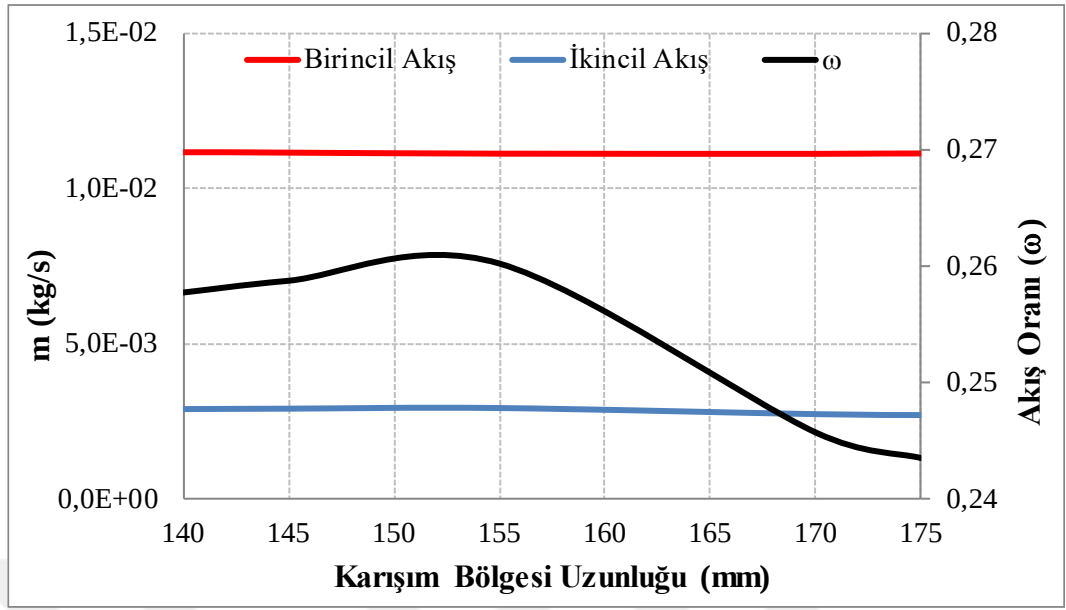
Karışım bölgesi uzunluğunun etkisini görebilmek için bu değer değiştirilerek farklı analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.15'te birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi, Çizelge 4.16'da ise çıkış basıncının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi tablo halinde verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.61'de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi, Şekil 4.62'de ise çıkış basıncının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi gösterilmiştir. Karışım bölgesi uzunluğunun birincil akış debisine etkisinin olmadığı görülmüştür. İkinci akış debisi ise ilk önce artmakta ve 155 mm'den sonra azalmaktadır. Debi oranı, karışım bölgesi uzunluğu 155 mm oluncaya kadar artmakta ve daha sonra azalmaktadır. Bu optimum noktadan sonra basınç yükselme miktarı da düşmektedir. Değişken karışım bölgesi uzunluğuna göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.63, Şekil 4.64 ve Şekil 4.65'te gösterilmiştir. Literatürden de bilindiği gibi akış oranı lülede gerçekleşen basınç kaybına bağlıdır (Wen & Yan, 2021). Şekil 4.65'ten de görüldüğü gibi karışım bölgesi uzunlu arttıkça lüle çıkışında oluşan düşük basınç bölgesi lüle çıkışından uzaklaşmaktadır. Bu durum akış oranının azalmasına sebep olmaktadır.

Çizelge 4.15. Akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

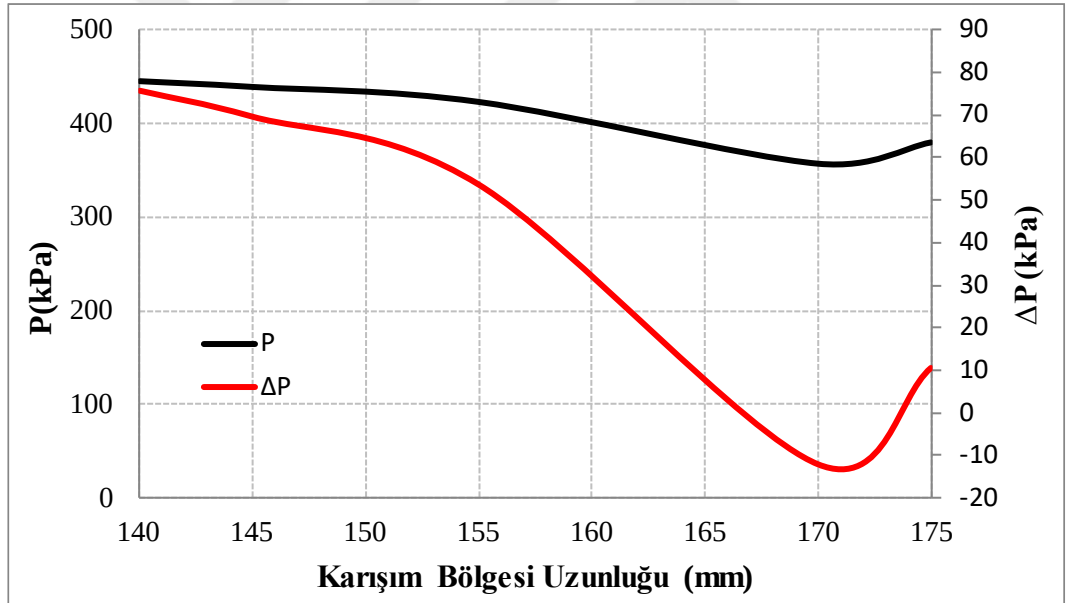
L_k (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
140	1,12E-02	2,87E-03	1,41E-02	0,26
145	1,12E-02	2,89E-03	1,41E-02	0,26
155	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
170	1,12E-02	2,74E-03	1,41E-02	0,25
175	1,12E-02	2,72E-03	1,41E-02	0,24

Çizelge 4.16. Basıncın oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

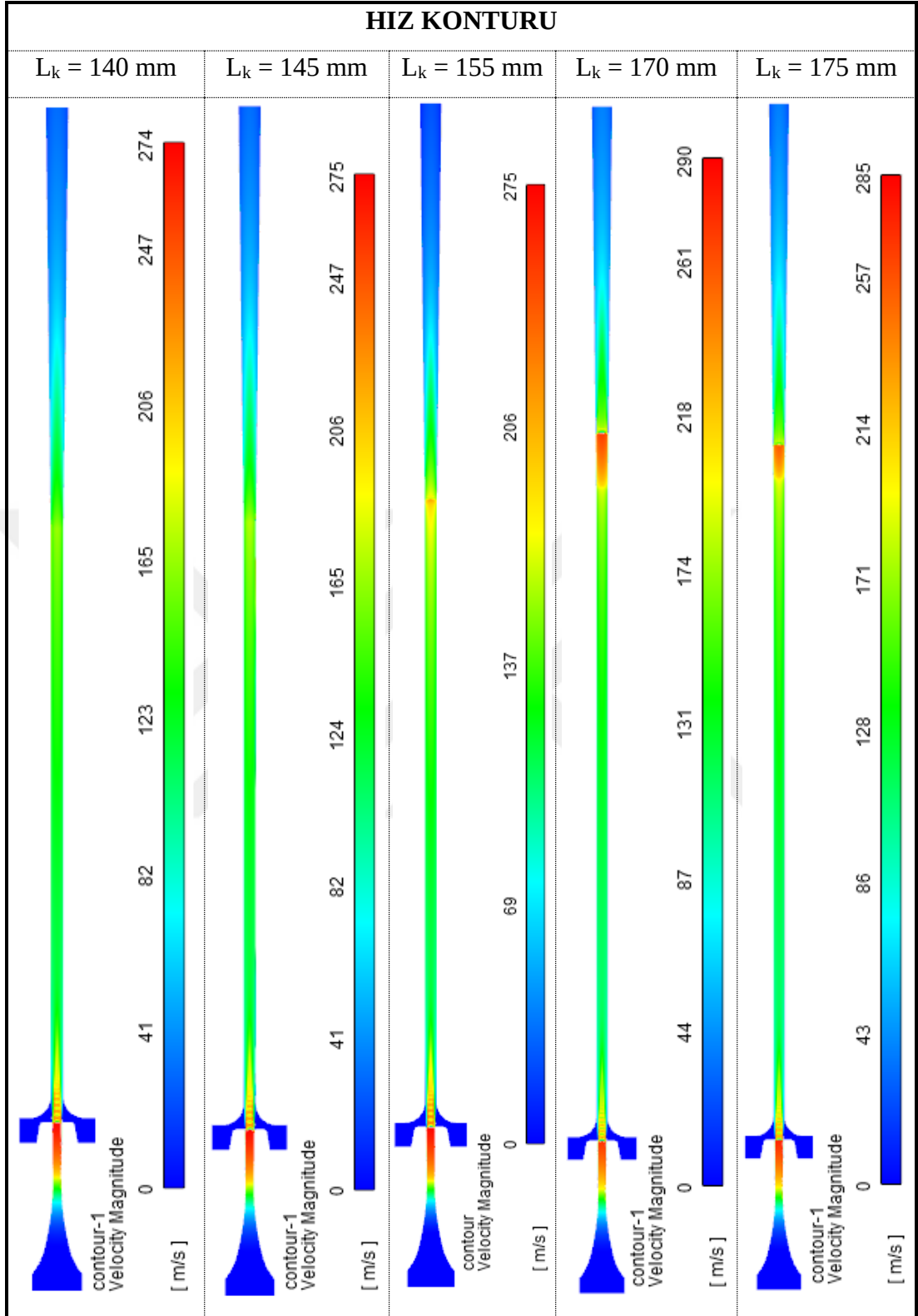
L_k (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basınç Yükseltme ΔP (kPa)
140	9,36E+02	3,70E+02	4,46E+02	7,59E+01
145	9,36E+02	3,70E+02	4,40E+02	6,97E+01
155	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
170	9,36E+02	3,70E+02	3,58E+02	-1,21E+01
175	9,36E+02	3,70E+02	3,81E+02	1,06E+01



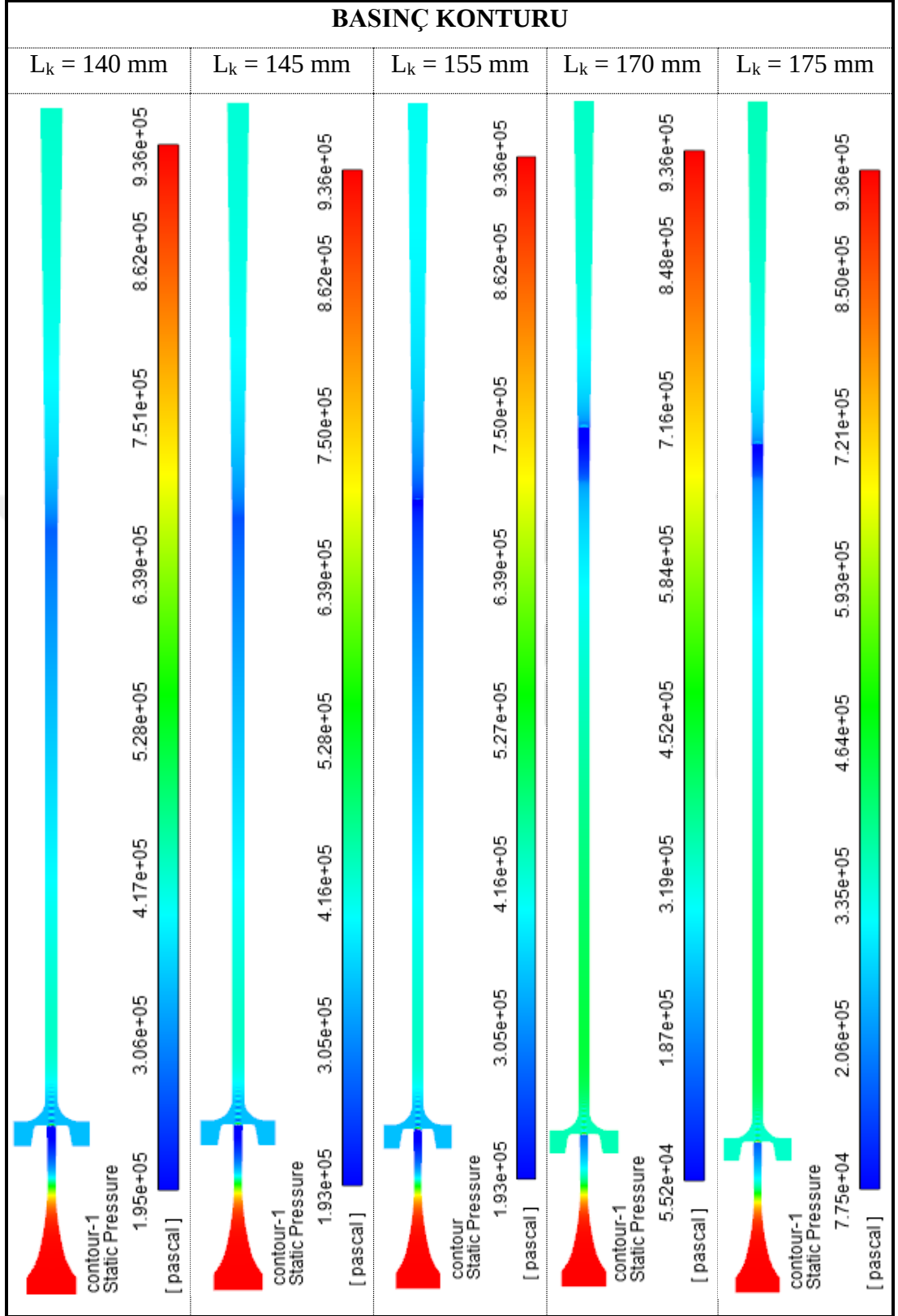
Şekil 4.61. Akış oranının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi



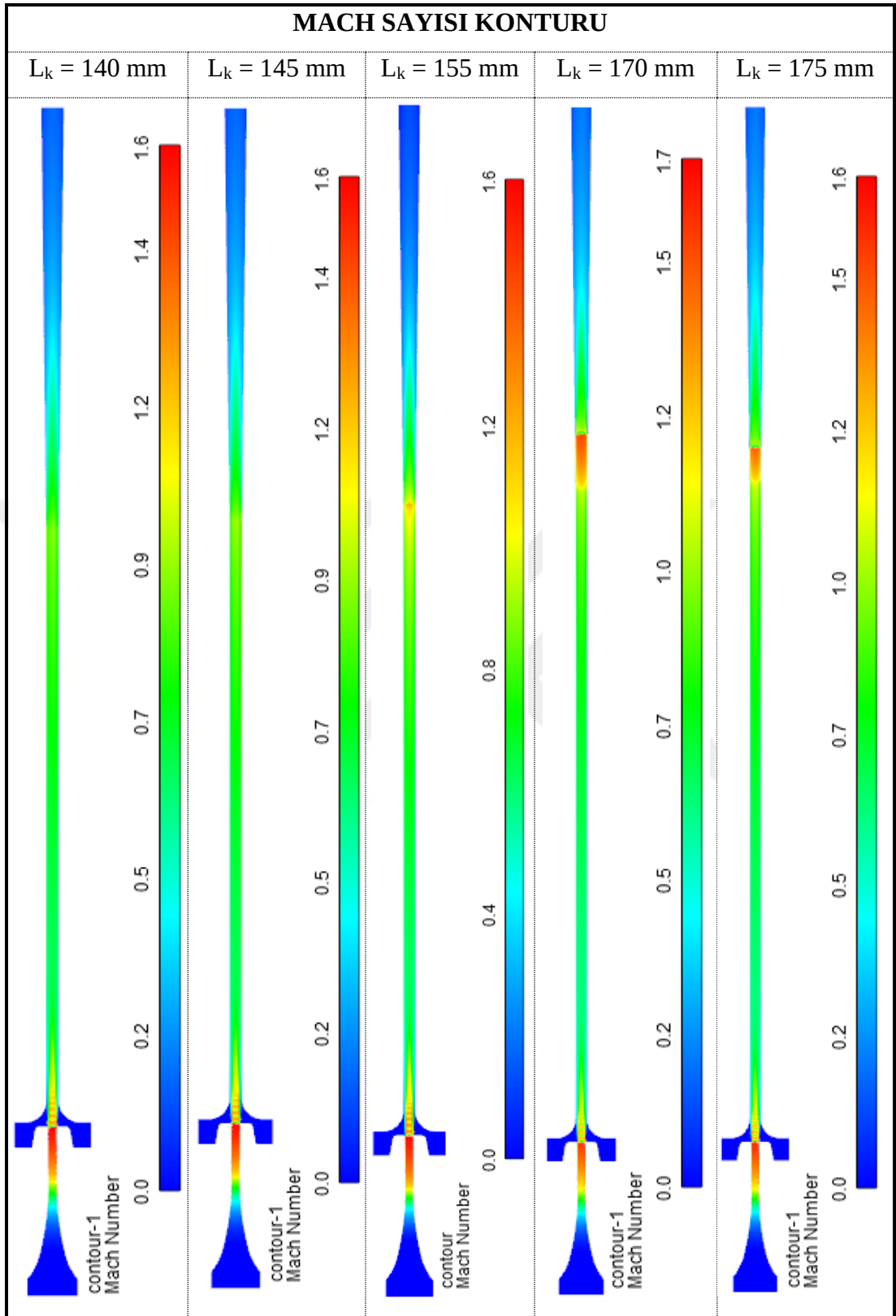
Şekil 4.62. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi



Şekil 4.63. Hız konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

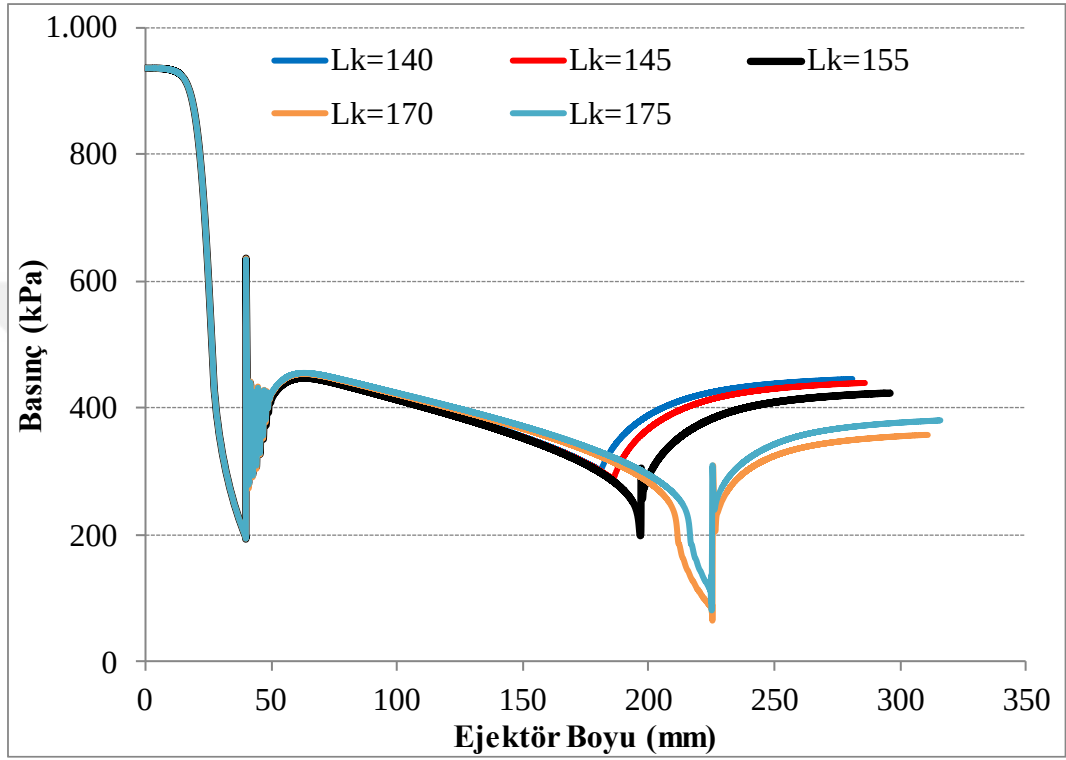


Şekil 4.64. Basınç konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi



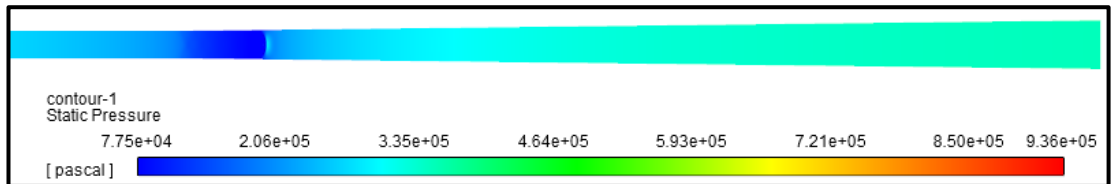
Şekil 4.65. Mach sayısı konturunun karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

Karışım bölgesi uzunluğunun değişimi ile birlikte basınçta difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar ve düşüşler gözlenmiştir. Özellikle karışım bölgesi uzunluk değeri 155 mm'nin üzerine çıkması ile birlikte difüzör bölgesinde basınçta düşüşler ve dalgalanmalar gözlemlenmiştir. Beş farklı lüle karışım bölgesi uzunluğu için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.66'da verilmiştir.



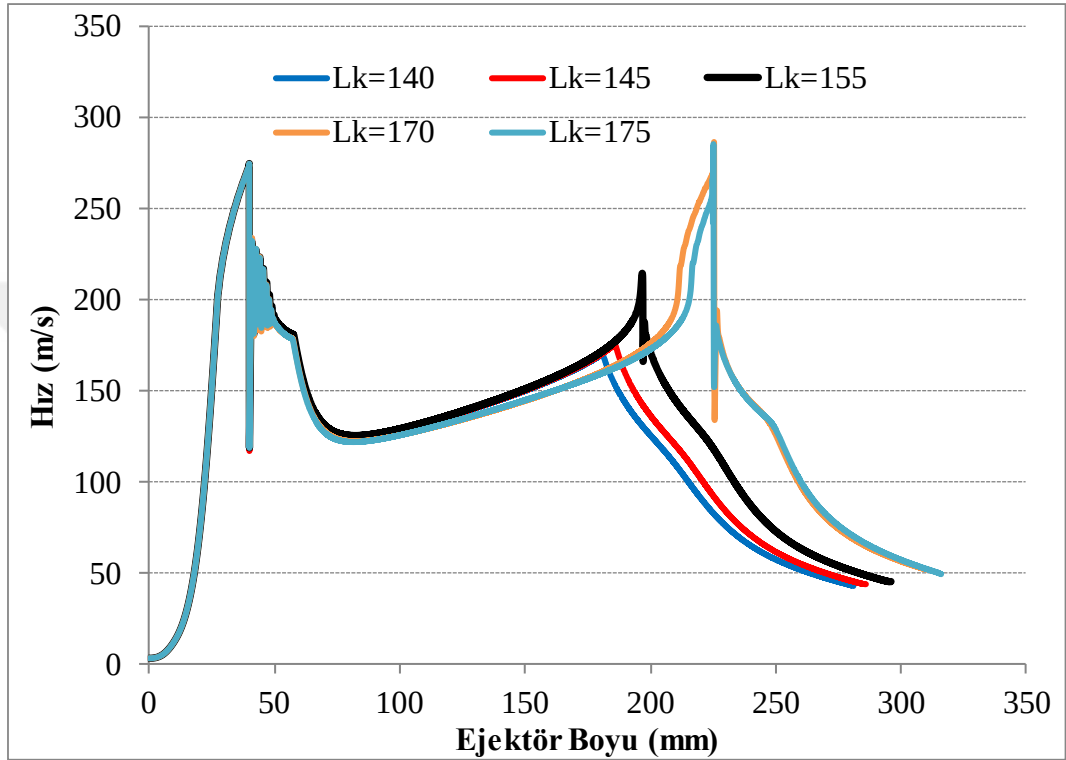
Şekil 4.66. Ejektör eksenindeki basıncın karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

Karışım bölgesi uzunluk değeri 175 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte basınçtaki dalgalanmaları ve düşüşü gösteren basınç konturu Şekil 4.67'de gösterilmiştir.



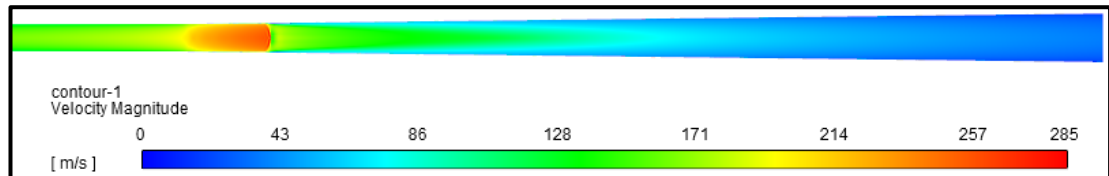
Şekil 4.67. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki basınç konturu

Karışım bölgesi uzunluğunun değişimi ile birlikte hızda difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar ve artışlar gözlenmiştir. Özellikle karışım bölgesi uzunluk değeri 155 mm'nin üzerine çıkması ile birlikte difüzör bölgesinde hızda artışlar ve dalgalanmalar gözlemlenmiştir. Beş farklı karışım bölesi uzunluğu için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.68'de verilmiştir.



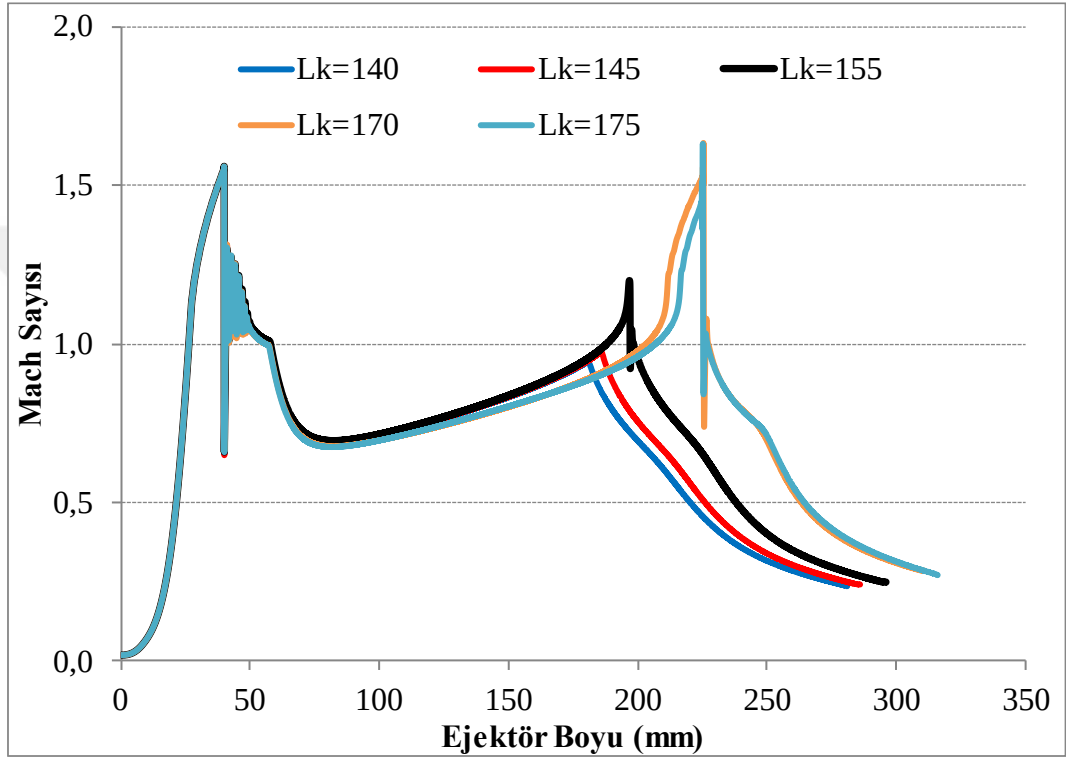
Şekil 4.68. Ejektör eksenindeki hızın karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

Karışım bölgesi uzunluk değeri 175 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte hızdaki dalgalanmaları ve artışı gösteren hız konturu Şekil 4.69'da gösterilmiştir.



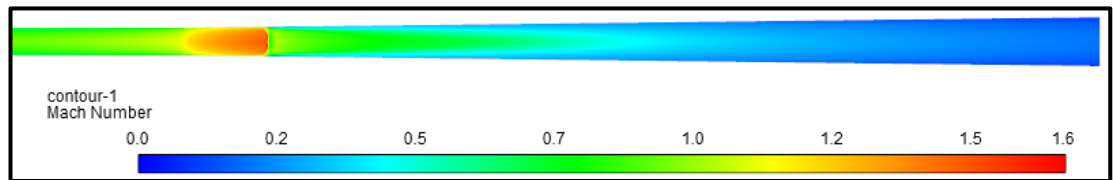
Şekil 4.69. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki hız konturu

Karışım bölgesi uzunluğunun değişimi ile birlikte Mach sayısına difüzör bölgesine girişte belli değerden sonra ciddi dalgalanmalar ve artışlar gözlenmiştir. Özellikle karışım bölgesi uzunluk değeri 155 mm'nin üzerine çıkması ile birlikte difüzör bölgesinde Mach sayısında artışlar ve dalgalanmalar gözlemlenmiştir. Beş farklı karışım bölgesi uzunluğu için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.70'de verilmiştir.



Şekil 4.70. Ejektör eksenindeki Mach sayısının karışım bölgesi uzunluğu ile değişimi

Karışım bölgesi uzunluk değeri 175 mm olan ejektör modeli için difüzör bölgesine girişte Mach sayısındaki dalgalanmaları ve artışı gösteren Mach sayısı konturu Şekil 4.71'de gösterilmiştir.



Şekil 4.71. Karışım bölgesi uzunluğu 175 mm için difüzör bölgesine girişteki Mach sayısı konturu

4.5.6. Difüzör Uzunluğunun Etkisi

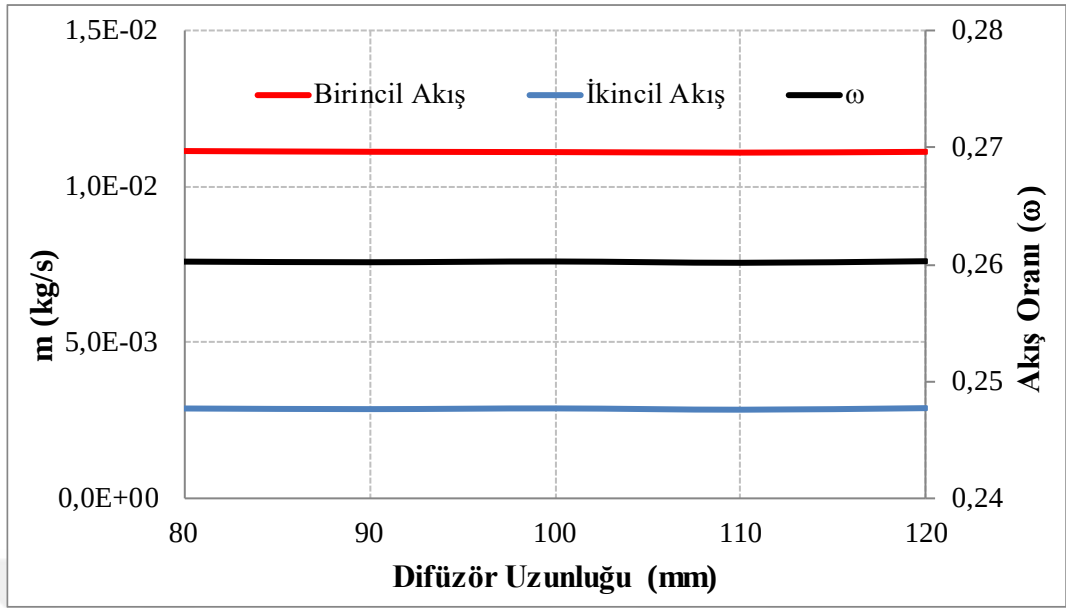
Difüzör uzunluğunun etkisini görebilmek için de yine bu değer değiştirilerek farklı analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.17’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi, Çizelge 4.18’de ise çıkış basıncının difüzör uzunluğu ile değişimi tablo halinde verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.72’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi, Şekil 4.73’te ise çıkış basıncının difüzör uzunluğu ile değişimi gösterilmiştir. Burada difüzör uzunluğunun birincil ve ikincil akış debilerine ve dolayısıyla debi oranına etkisinin olmadığı görülmüştür. Beklendiği gibi difüzör uzunluğu arttıkça hız almakta ve basınç yükselmektedir. Bundan dolayı basınç yükseltme miktarı da artmaktadır. Değişken difüzör uzunluğuna göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.74, Şekil 4.75 ve 4.76’da gösterilmiştir.

Çizelge 4.17. Akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi

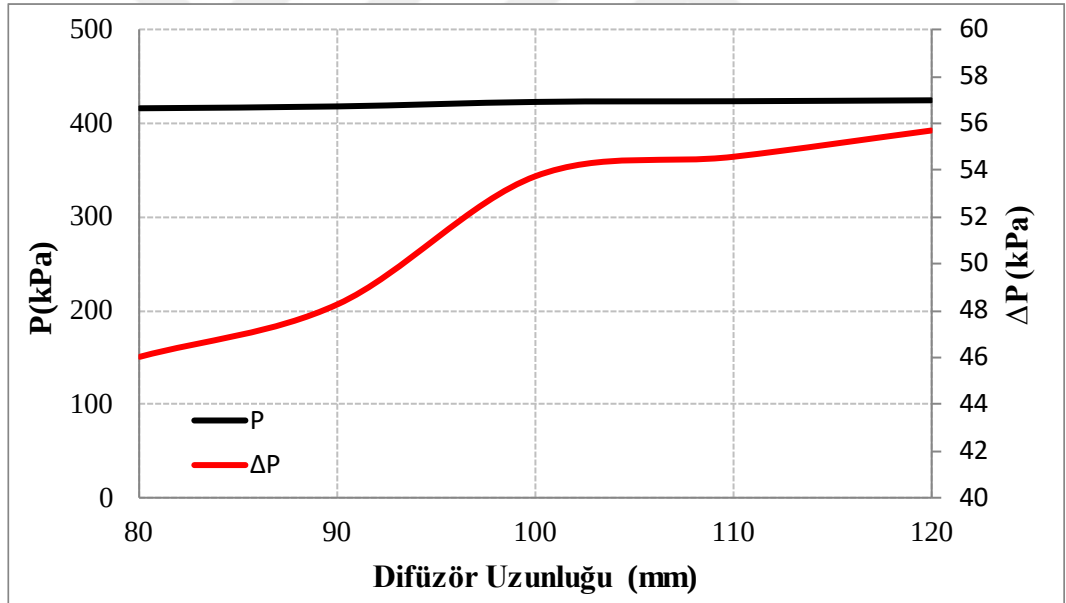
L_d (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
80	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
90	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
100	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
110	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
120	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26

Çizelge 4.18. Basıncın oranının difüzör uzunluğu ile değişimi

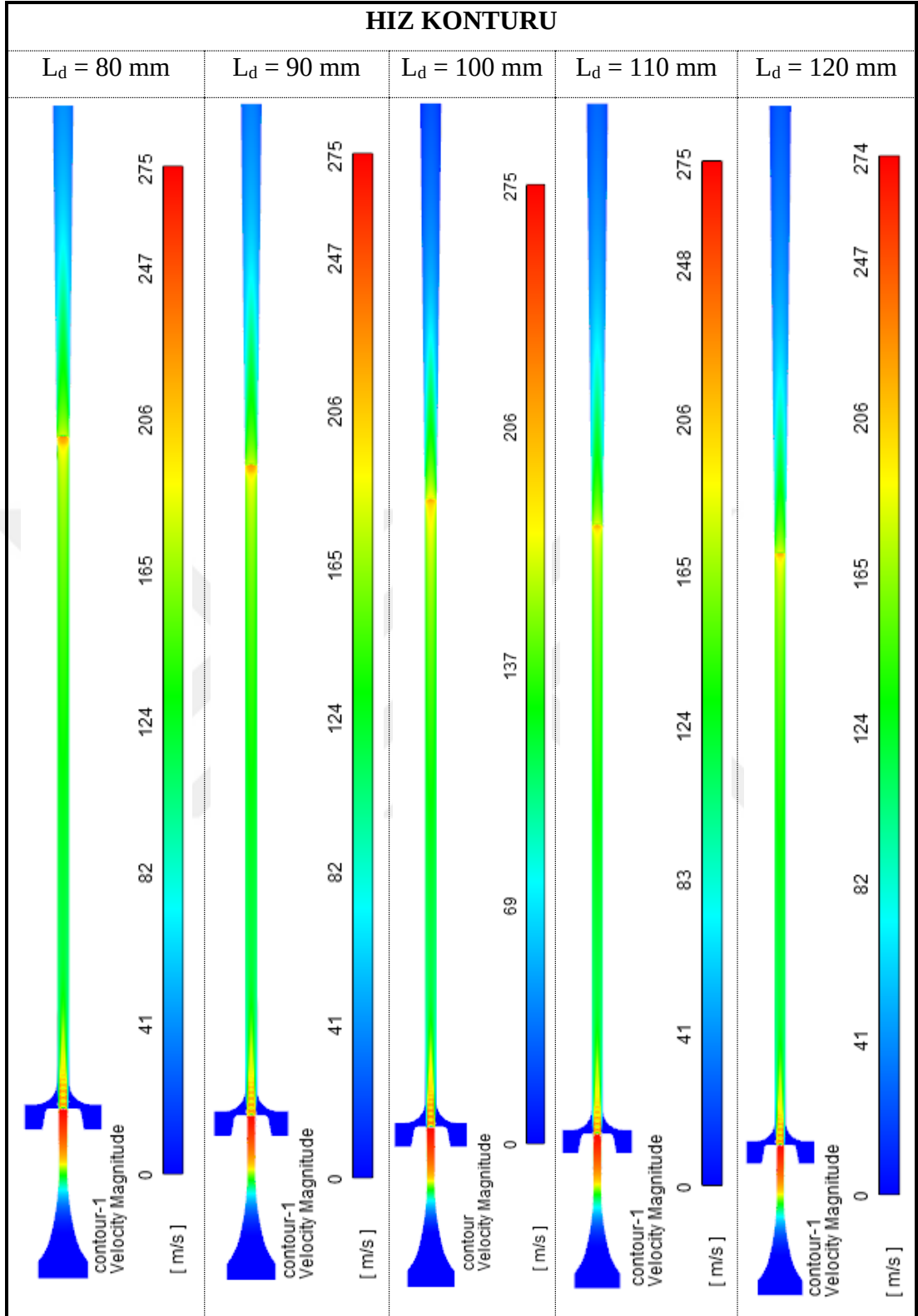
L_d (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basınç Yükseltme ΔP (kPa)
80	9,36E+02	3,70E+02	4,16E+02	4,60E+01
90	9,36E+02	3,70E+02	4,18E+02	4,83E+01
100	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
110	9,36E+02	3,70E+02	4,25E+02	5,46E+01
120	9,36E+02	3,70E+02	4,26E+02	5,57E+01



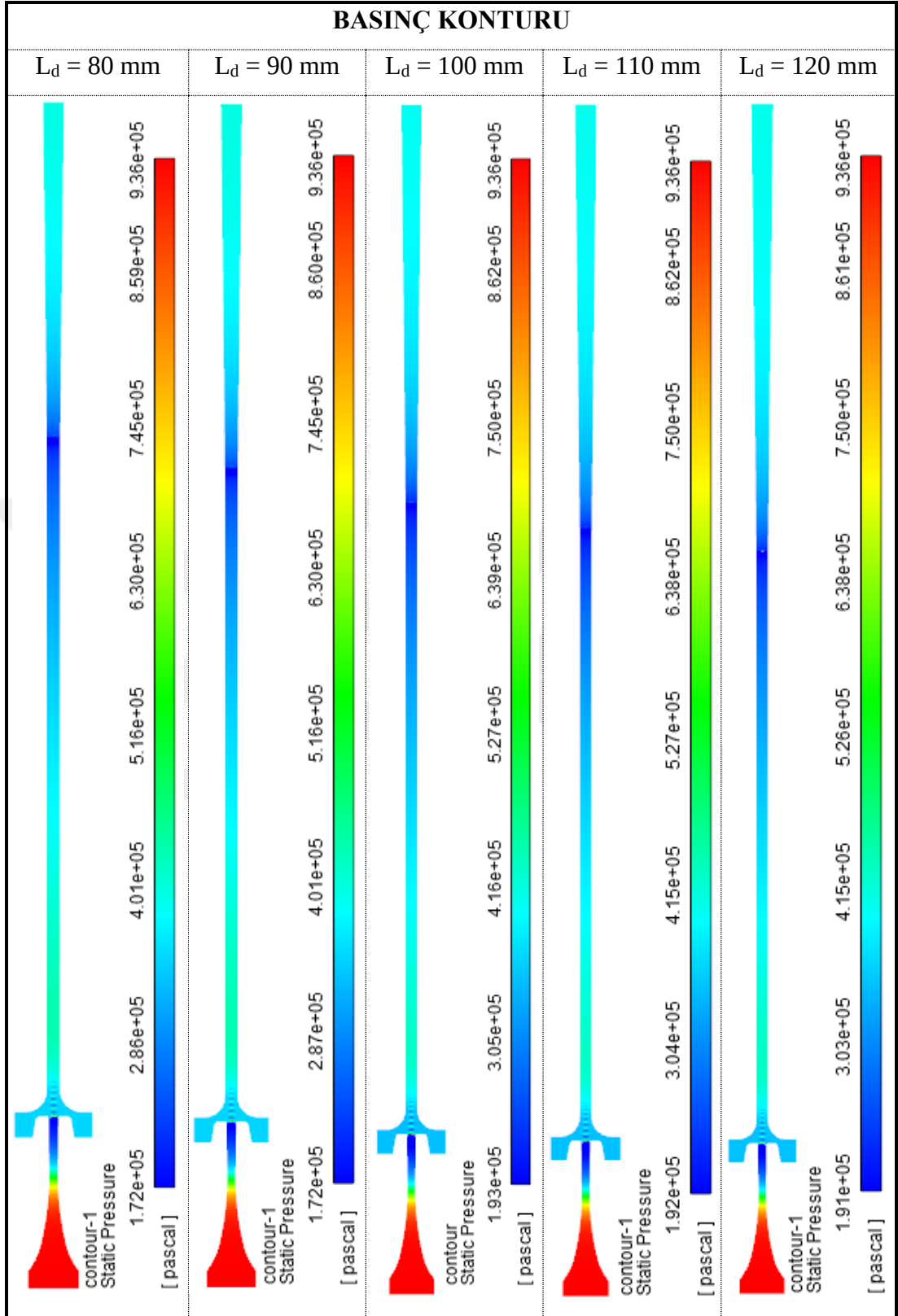
Şekil 4.72. Akış oranının difüzör uzunluğu ile değişimi



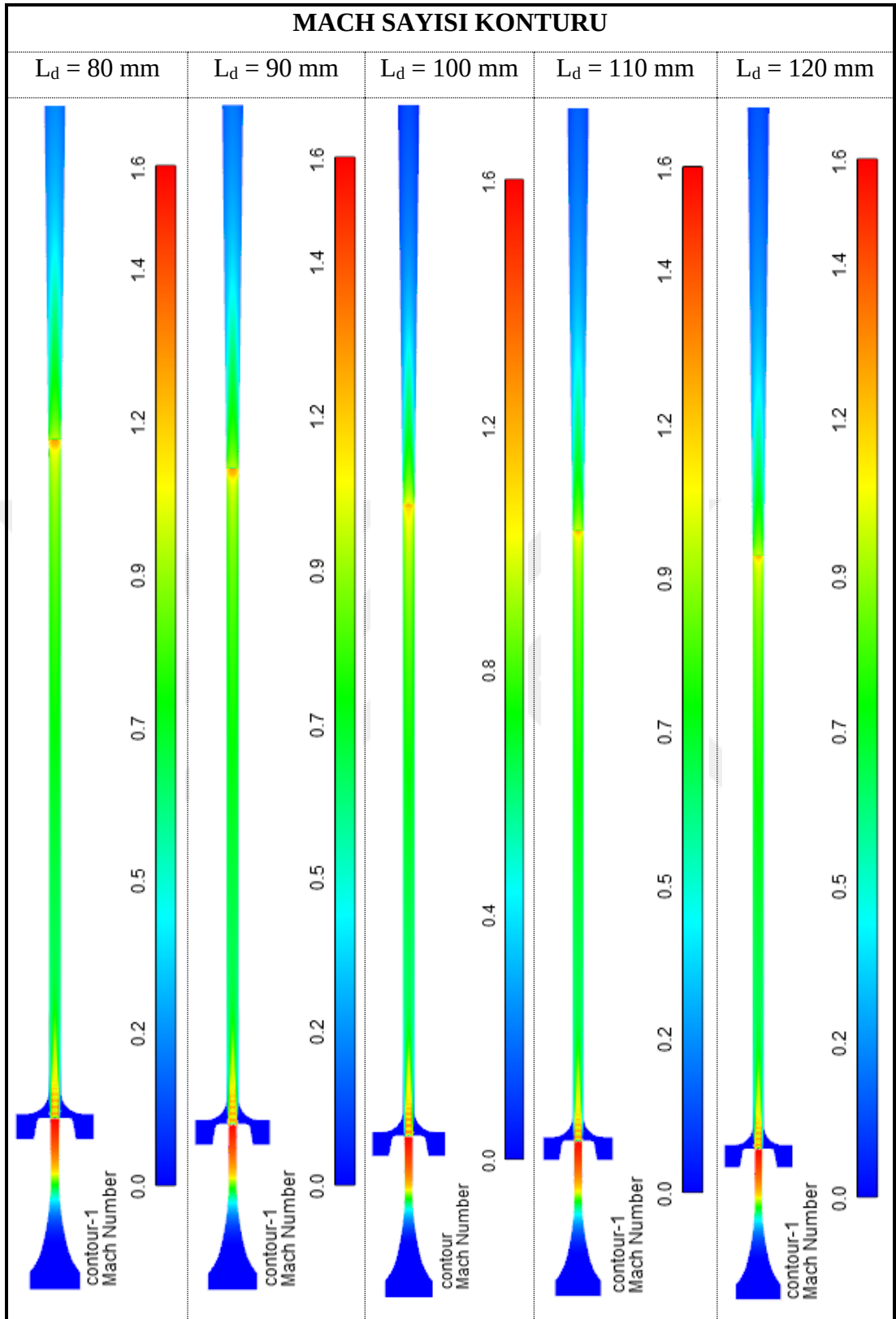
Şekil 4.73. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının difüzör uzunluğu ile değişimi



Şekil 4.74. Hız konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi

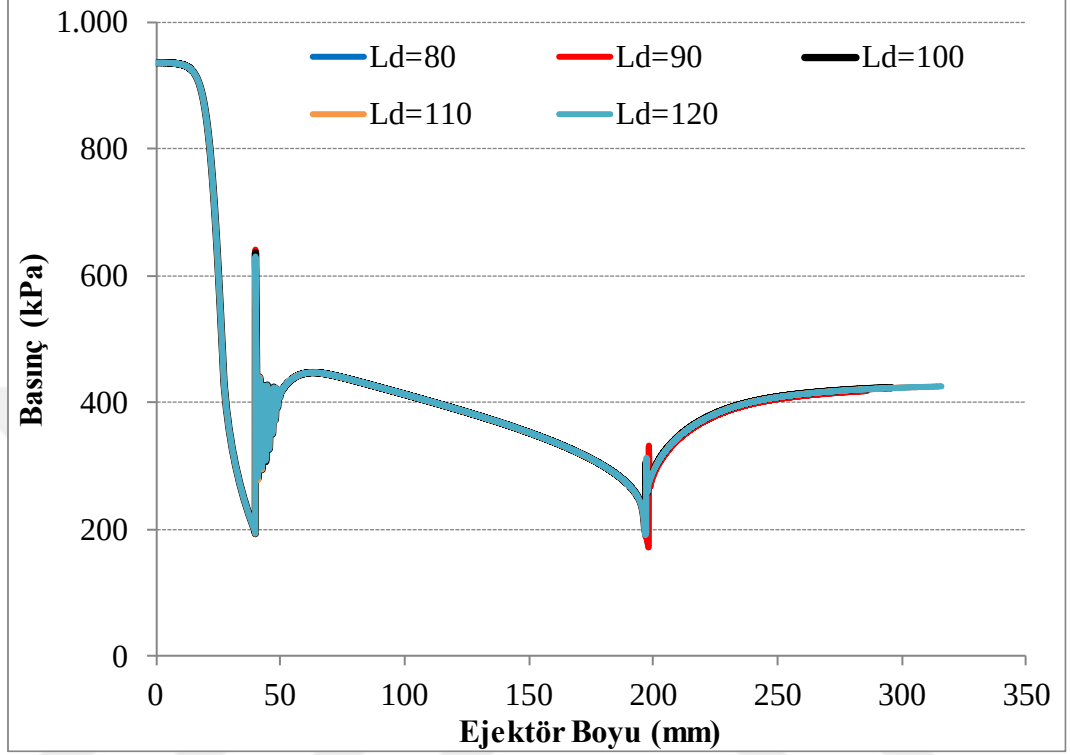


Şekil 4.75. Basınç konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi



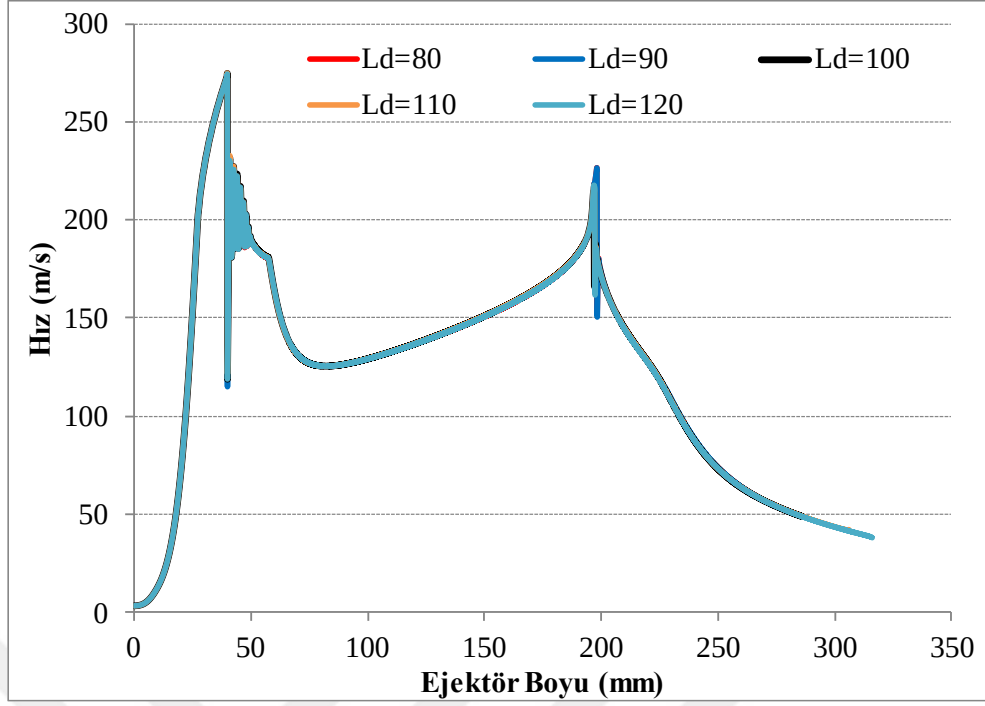
Şekil 4.76. Mach sayısı konturunun difüzör uzunluğu ile değişimi

Difüzör uzunluğunun değişimi ile birlikte basınçta önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör uzunluğu ölçüsü için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.77’de verilmiştir.



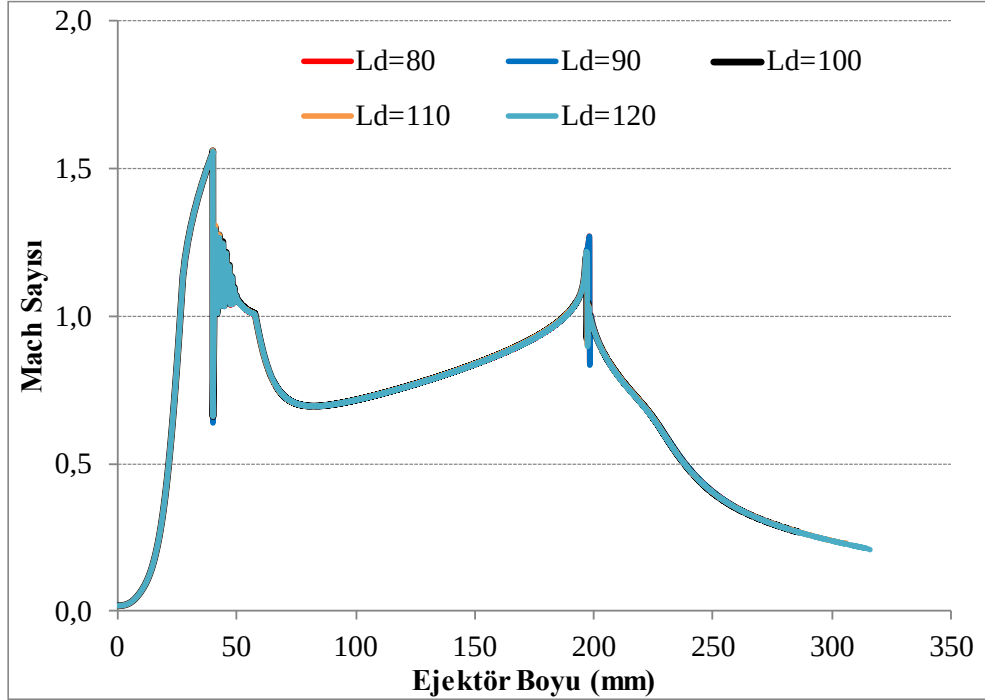
Şekil 4.77. Ejektör eksenindeki basıncın difüzör uzunluğu ile değişimi

Difüzör uzunluğunun değişimi ile birlikte hızda önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör uzunluğu ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri Şekil 4.78’de verilmiştir.



Şekil 4.78. Ejektör eksenindeki hızın difüzör uzunluğu ile değişimi

Difüzör uzunluğunun değişimi ile birlikte Mach sayısında önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör uzunluğu ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri Şekil 4.79’da verilmiştir.



Şekil 4.79. Ejektör eksenindeki Mach sayısının difüzör uzunluğu ile değişimi

4.5.7. Difüzör Iraksama Açısının Etkisi

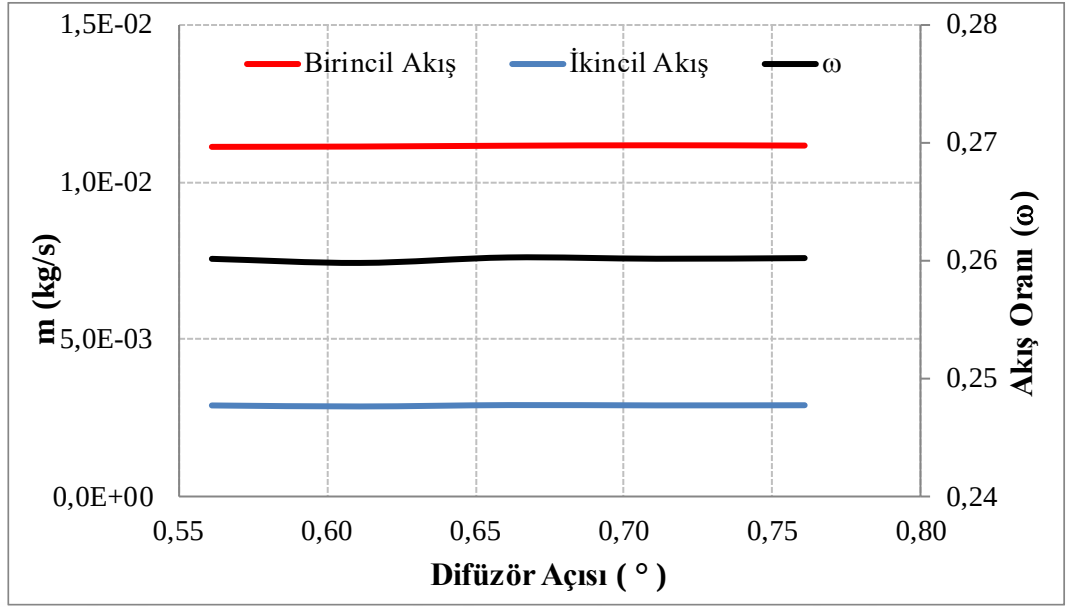
Difüzör açısının etkisini görebilmek için bu parametre için farklı değerler kullanılarak analizler yapılmıştır. Yapılan analizler sonrasında birincil akış, ikincil akış, akış oranı (ω) ve çıkış basıncı incelenmiştir. Çizelge 4.19’da birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının difüzör açısı ile değişimi, Çizelge 4.20’de ise çıkış basıncının difüzör açısı ile değişimi tablo halinde verilmiştir. Ayrıca Şekil 4.80’de birincil akışın, ikincil akışın ve akış oranının difüzör açısı ile değişimi, Şekil 4.81’de ise çıkış basıncının difüzör açısı ile değişimi gösterilmiştir. Difüzör uzunluğuna benzer şekilde difüzör açısının da debi değerleri üzerinde etkisinin olmadığı görülmüştür. Aynı şekilde beklendiği gibi difüzör açısı arttıkça hız azalmakta ve basınç yükselmektedir. Bundan dolayı basınç yükseltme miktarı da artmaktadır. Değişken difüzör açısına göre hız, basınç ve Mach sayısı konturları Şekil 4.82, 4.83 ve 4.84’te gösterilmiştir.

Çizelge 4.19. Akış oranının difüzör açısı ile değişimi

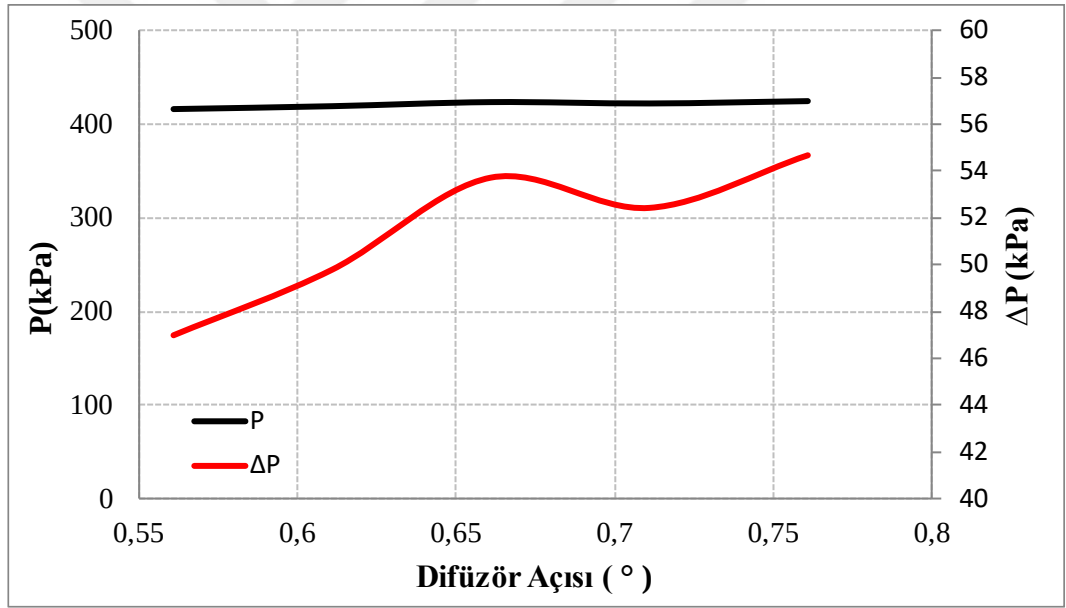
A_d (mm)	Birincil Akış $\dot{m}_3$ (kg/s)	İkincil Akış $\dot{m}_8$ (kg/s)	Çıkış $\dot{m}_6$ (kg/s)	ω
0,561	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0,611	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0,661	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0,711	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26
0,761	1,12E-02	2,90E-03	1,41E-02	0,26

Çizelge 4.20. Basıncın oranının difüzör açısı ile değişimi

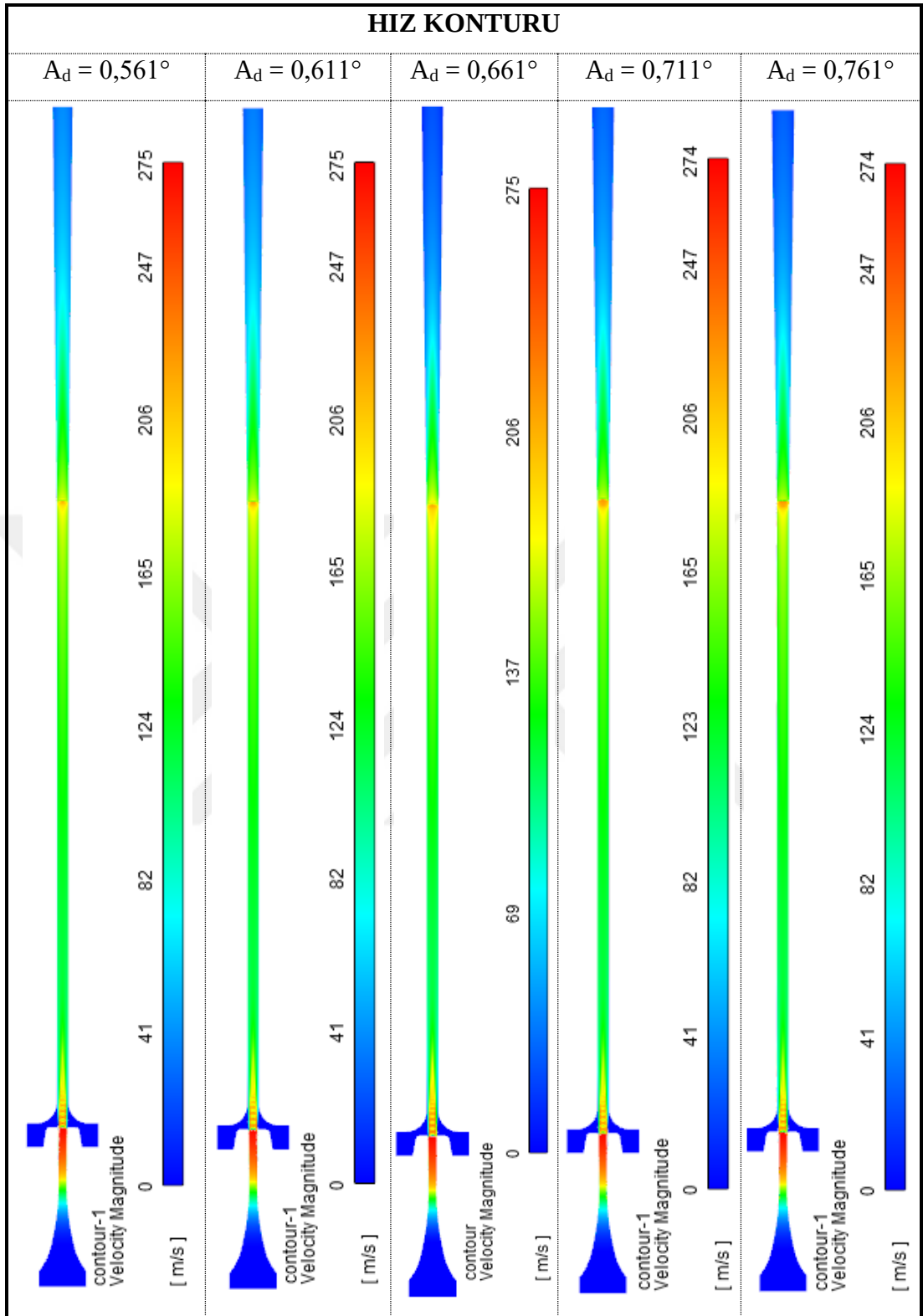
A_d (mm)	Birincil Akış P_3 (kPa)	İkincil Akış P_8 (kPa)	Çıkış P_6 (kPa)	Basınç Yükseltme ΔP (kPa)
0,561	9,36E+02	3,70E+02	4,17E+02	4,70E+01
0,611	9,36E+02	3,70E+02	4,20E+02	4,98E+01
0,661	9,36E+02	3,70E+02	4,24E+02	5,37E+01
0,711	9,36E+02	3,70E+02	4,22E+02	5,24E+01
0,761	9,36E+02	3,70E+02	4,25E+02	5,47E+01



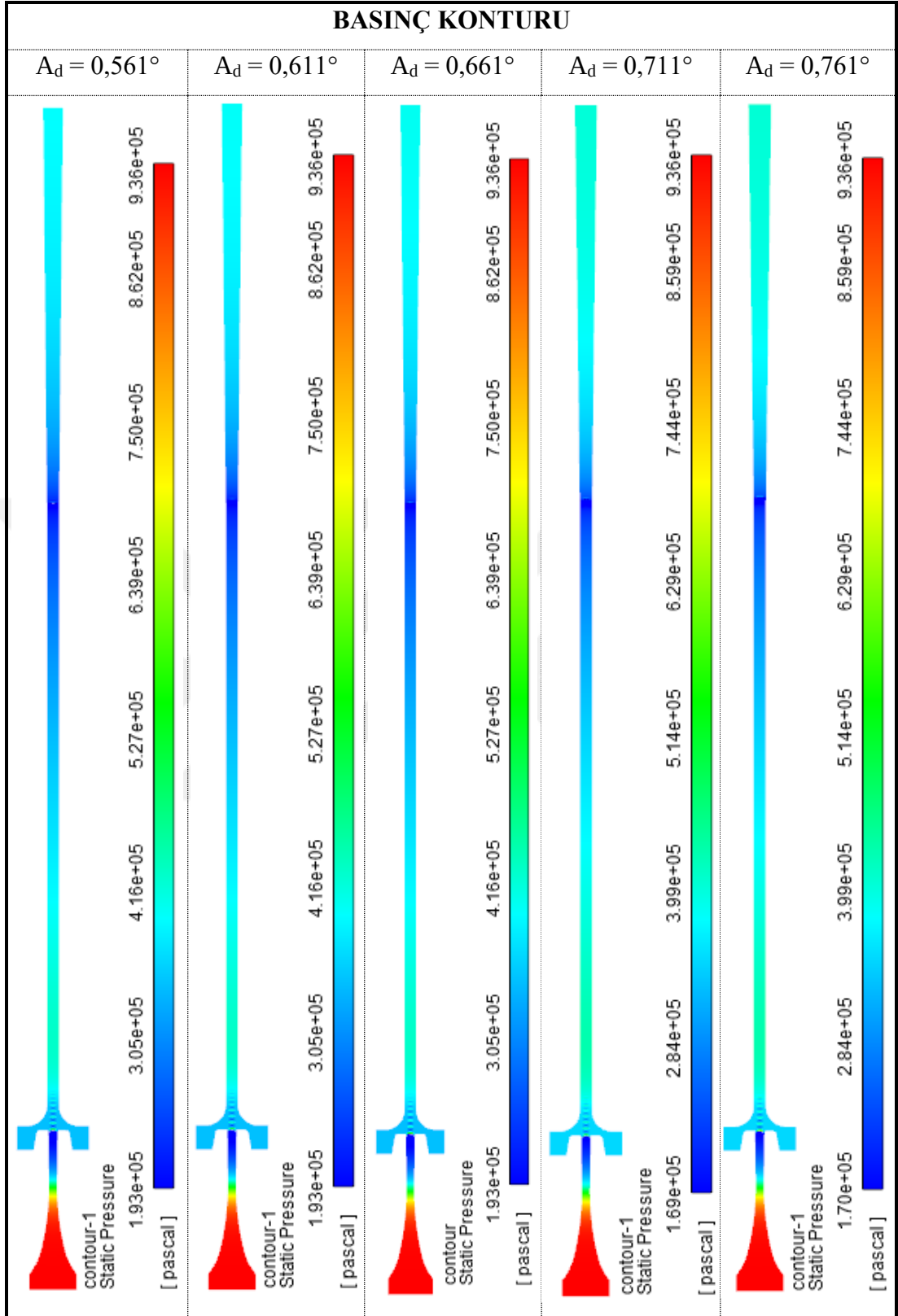
Şekil 4.80. Akış oranının difüzör açısı ile değişimi



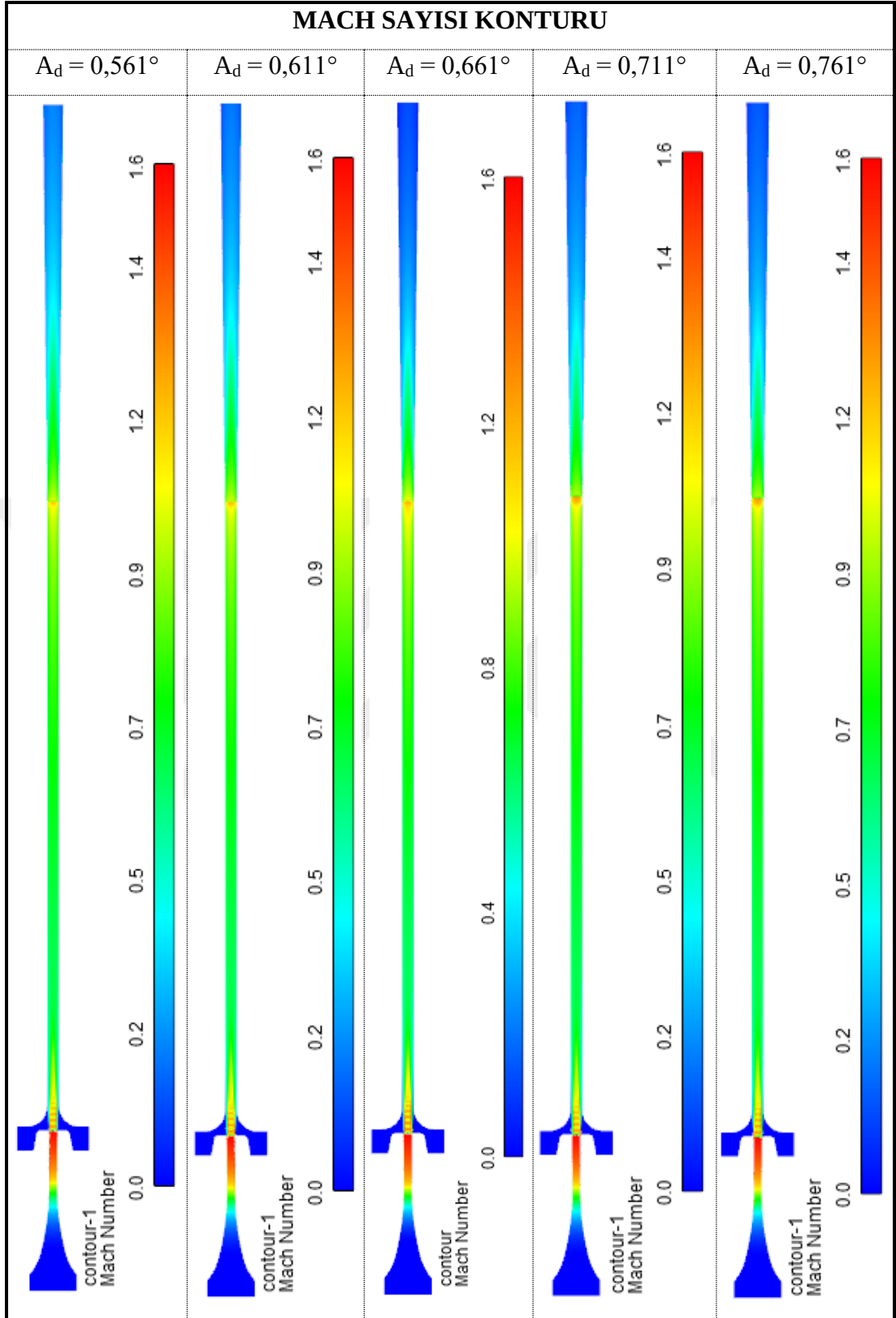
Şekil 4.81. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme miktarının difüzör açısı ile değişimi



Şekil 4.82. Hız konturunun difüzör açısı ile değişimi

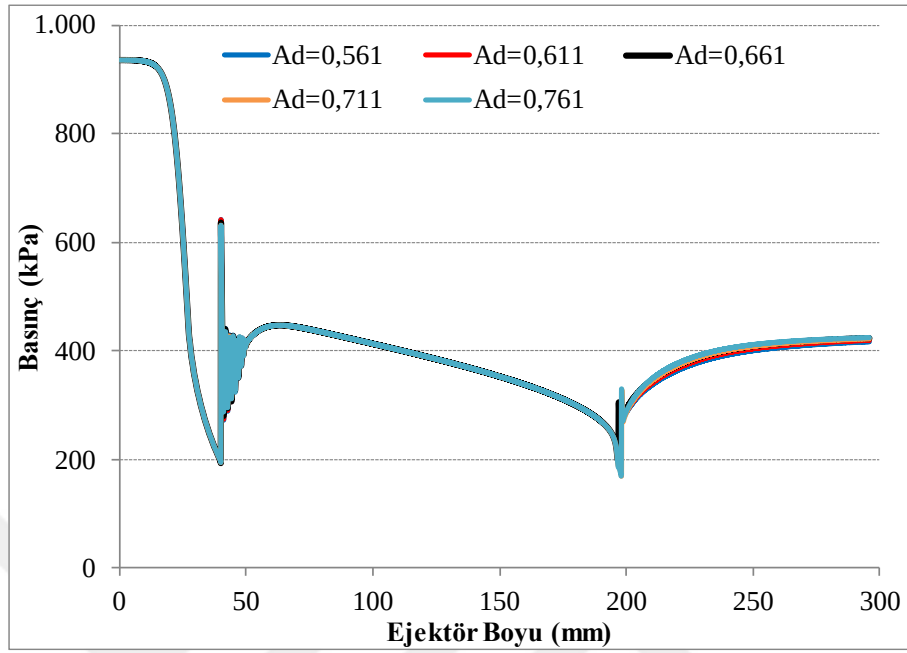


Şekil 4.83. Basınç konturunun difüzör açısı ile değişimi



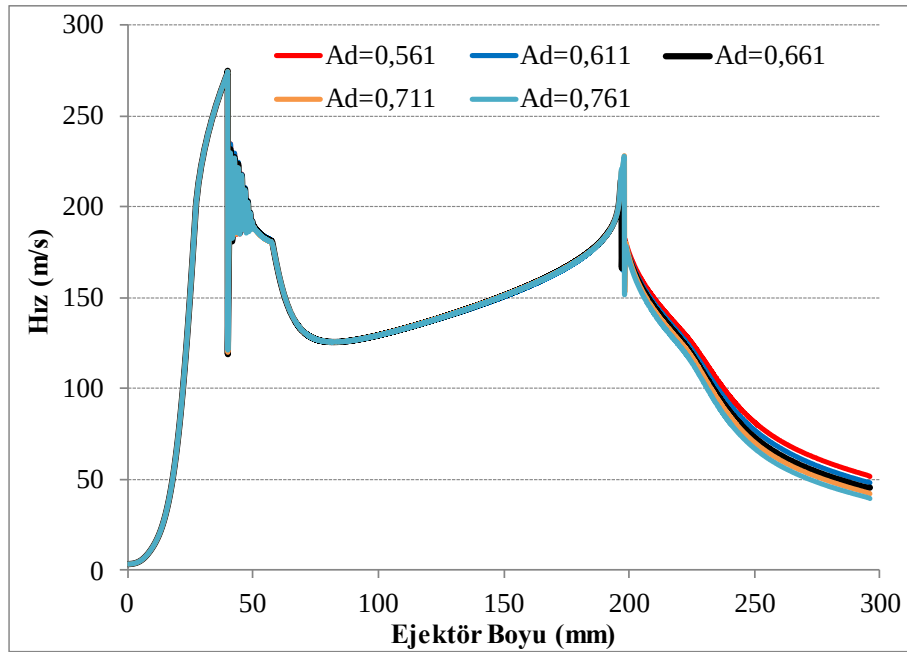
Şekil 4.84. Mach sayısı konturunun difüzör açısı ile değişimi

Difüzör açısının değişimi ile birlikte basınçta önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki basınç değerleri Şekil 4.85'te verilmiştir.



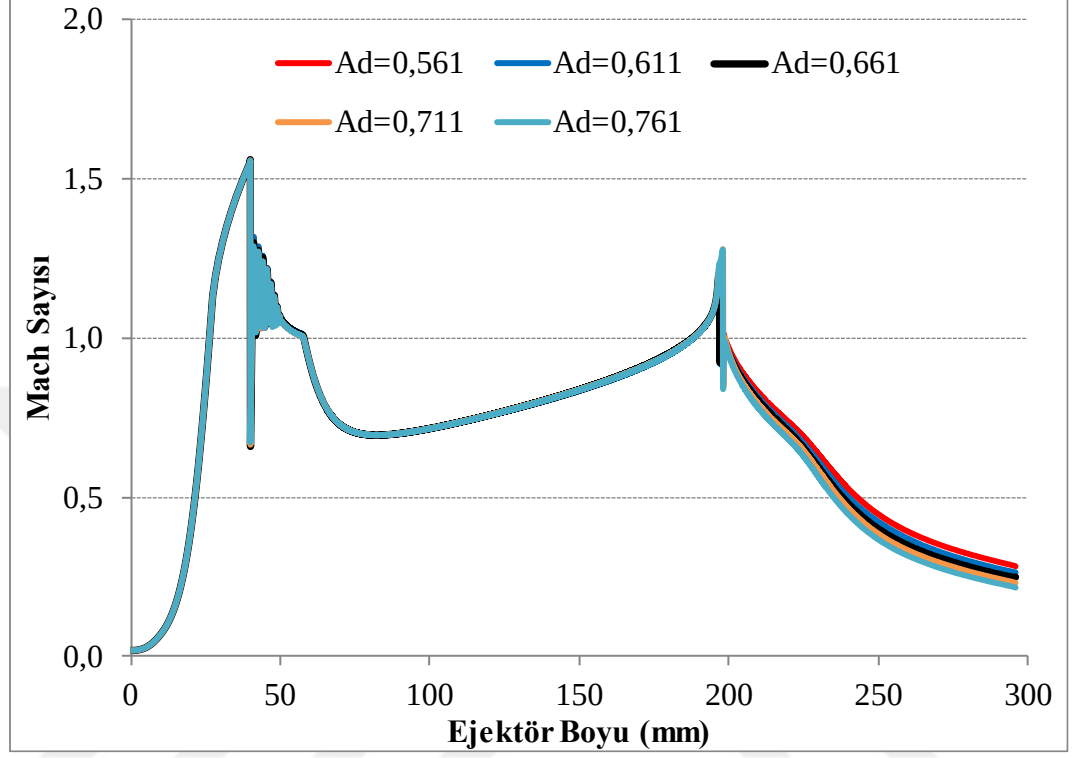
Şekil 4.85. Ejektör eksenindeki basınçın difüzör açısı ile değişimi

Difüzör açısının değişimi ile birlikte hızda önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki hız değerleri de Şekil 4.86'da verilmiştir.



Şekil 4.86. Ejektör eksenindeki hızın difüzör açısı ile değişimi

Difüzör açısının değişimi ile birlikte Mach sayısında önemli bir değişiklik gözlenmemiştir. Beş farklı difüzör açısı ölçüsü için ejektörün eksenindeki Mach sayısı değerleri ise Şekil 4.87’de verilmiştir.



Şekil 4.87. Ejektör eksenindeki Mach sayısının difüzör açısı ile değişimi

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Klimalar otobüsler için vazgeçilmez sistemlerden biri haline gelmiştir. En yaygın kullanılanları buhar sıkıştırılmalı soğutma sistemidir. Bu sistemlerde kullanılan kompresör de, otobüs motoruna bağlı bir kasnak ile tahrik edilmektedir. Ancak bu durum motora fazladan bir yük getirmektedir ve yakıt tüketimini arttırmaktadır. Otobüslerdeki klimaların soğutma etkinliklerinin artırılması ile sistemde yakıt tüketiminin azaltılması sağlanabilecektir. Klima etkinliğinin artırılmasına yönelik çalışmalardan biri de genleşme valfi ile birlikte bir ejektörün kullanılmasıdır. Böylece genleşme valfinde kaybolan işin geri dönüşümü sağlanacak ve bu iş ile kompresörün harcayacağı iş azalacaktır. Böylece sistemin soğutma etkinliği de artacaktır. Bu çalışmada, günümüzde taşıt iklimlendirme sistemlerinde yaygın olarak kullanılan soğutucu akışkan R134a ile çalışan ve klasik çevrimden farklı olarak genleşme valfi ile birlikte ejektör kullanılan sistemin çeşitli parametrelere göre ilk önce termodinamik hesaplamalar yapılmıştır. Daha sonra analitik ve sayısal metotlar kullanılarak EES yardımıyla 1-D hesaplamalar gerçekleştirilerek ejektör boyutları belirlenmiştir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen boyutlar referans alınarak HAD yardımıyla 2-D analizleri gerçekleştirilmiştir. HAD hesaplamalarının güvenilirliği için ilk önce literatürde yapılan bir çalışma doğrulanmıştır. HAD hesaplamalarında, lüle konumu, boğaz çapı, karışım bölgesi çapı, lüle uzunluğu, karışım bölgesi uzunluğu, difüzör uzunluğu, lüle ve difüzör açılarının akış oranı ve basınç yükseltme miktarına etkileri incelenmiştir. Yapılan parametrik çalışmalarda diğer boyutlar sabit kalmıştır. Çalışma kapsamında aşağıda belirtilen bulgular elde edilmiştir:

- Basınç yükseltme miktarı ve akış oranı $NXP=1$ 'den sonra düşmektedir. Akış konturlarından anlaşıldığı üzere $NXP=1$ 'den sonra lüle çıkışında hızın azalıp ve basıncın artmasından dolayı vakum tarafından daha az miktarda akışkan çekilmesine sebep olmaktadır. NXP artıkça difüzör girişinde hızda ani bir artış ve daha sonra dalgalanma meydana gelmektedir. Bu durum difüzör çıkış basıncının düşmesine ve ejektör veriminin azalmasına yol açmaktadır.
- Boğaz çapının artması akış oranının azalmasına sebep olmaktadır. Boğaz çapı 2,4 mm olduğunda sistemde ters akış meydana gelmektedir ve buharlaştırıcı 2'den akışkan geçmediği için soğutma yapılamamaktadır. Burada görüldüğü gibi ejektör tasarımında boğaz çapının uygun seçilmemesi durumunda sistem

performansında iyileştirme yerine kötüleşme olacaktır. Boğaz çapının artması ejektör çıkışındaki basıncın artmasına dolayısıyla basınç farkının artmasına neden olmaktadır. Boğaz çapının büyük olduğu durumda ejektörün ikincil akıştan emiş yapamaması ve buna bağlı olarak yüksek basınç hattından gelen birincil akışın neredeyse tamamının doğrudan difüzörden çıkmasıdır.

- Karışım bölgesi çapının artması akış oranını ve basınç farkını artırmakta ve belirli bir değerden sonra (6 mm) değerler sabit kalmaktadır. Karışım bölgesi çapı 6 mm'den az olduğu durumlarda ters akış meydana gelmektedir.
- Iraksak lüle açısı artınca akış oranı ilk önce artmaktadır ve daha sonra azalmaktadır. Difüzör çıkış basıncı ve basınç yükseltme oranı da bu optimum değerden sonra sert bir şekilde düşmektedir. Bu durum karışım bölgesi sonunda şok dalgalarının oluşumundan dolayı difüzörde basınç artışı yerine ani basınç düşmeleri meydana geldiğinden dolayı gerçekleşmektedir.
- Karışım bölgesi uzunluğunu ile akış oranı belirli bir değere kadar artmakta ve sonra azalmaktadır. Bu en yüksek değerden sonra basınç yükseltme miktarı da düşmektedir. Optimum değerden sonra basınç konturlarından karışım bölgesi uzunluğu arttıkça lüle çıkışında oluşan düşük basınç bölgesinin lüle çıkışından uzaklaştığı görülmüştür ve bu durumdan dolayı akış oranı azalmıştır.
- Difüzör uzunluğunun akış oranına çok fazla etkisi olmamıştır. Difüzör uzunluğu arttıkça hız azalmakta ve basınç yükselmektedir.
- Difüzör açısının da akış oranına çok fazla etkisinin olmadığı görülmüştür. Difüzör açısı arttıkça hız azalmakta ve basınç yükselmektedir. Bundan dolayı basınç yükseltme miktarı da artmaktadır.

Bu çalışmada elde edilen bulgulardan ejektör geometrisinin her bir boyutunun büyük öneme sahip olduğunu söylemek mümkündür. Yanlış boyut seçimi ters akışlara ve dolayısıyla ejektörün görevini yerine getirememesine sebep olacaktır. Gelecek çalışmalarda faz değişimlerinin de hesaplamalara dahil edilmesi ve farklı ejektör boyutları için deneylerin gerçekleştirilmesi sistemin geliştirilmesine katkı sağlayacaktır.

KAYNAKLAR

- Acar, U., *Ejektörlü otobüs klimalarında ejektör boyutlarının çeşitli parametrelere göre belirlenmesi*, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2016.
- Al-Ansary, H. A., *Investigation and improvement of ejector-driven heating and refrigeration systems*, Georgia Institute of Technology, 2004.
- Aly, N. H., Karameldin, A., & Shamloul, M. M., Modelling and simulation of steam jet ejectors. *Desalination*, 123(1), 1–8. [https://doi.org/10.1016/S0011-9164\(99\)00053-3](https://doi.org/10.1016/S0011-9164(99)00053-3), 1999
- Ashley, C. M., Steam Ejector System For Car Conditioning, *Electrical Engineering*, 406–410, 1934.
- Ataer, Ö. E., Özalp, M., & Bıyıkoglu, A., Buhar sıkıştırırmalı soğutma sistemleri için soğutucu akışkan seçimi, *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 2001.
- Bergander, M., Butrymowicz, D., Karwacki, J., & Wojciechowski, J., Application of Two-Phase Ejector As Second Stage Compressor in Refrigeration Cycles, *7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, July, 2237–2244, 2009.
- Bergander, Mj., Refrigeration cycle with two-phase condensing ejector, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, 1–8, <http://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=1747&context=iracc>, 2006.
- Chaiwongsa, P., & Wongwises, S., Effect of throat diameters of the ejector on the performance of the refrigeration cycle using a two-phase ejector as an expansion device, *International Journal of Refrigeration*, 30(4), 601–608, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.006>, 2007.
- Chaiwongsa, P., & Wongwises, S., Experimental study on R-134a refrigeration system using a two-phase ejector as an expansion device, *Applied Thermal Engineering*, 28(5–6), 467–477, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.05.005>, 2008.
- Colarossi, M., Trask, N., Schmidt, D. P., & Bergander, M. J., Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow, *International Journal of Refrigeration*, 35(2), 290–299, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.08.013>, 2012.

- Dere, E., *CFD kullanarak gaz ejektörlerinin performansının araştırılması*, Aksaray Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.
- Elhub, B., Mat, S., Sopian, K., Elbreki, A. M., Ruslan, M. H., & Ammar, A. A., Performance evaluation and parametric studies on variable nozzle ejector using R134A, *Case Studies in Thermal Engineering*, 12(March), 258–270. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.04.006>, 2018.
- Ersoy, H. K., & Yapıcı, R., Güneş enerjisi kaynaklı ejektörlü soğutma sisteminin performansının araştırılması, *TMMOB Makine Mühendisleri Odası Güneş Enerjisi Sistemleri Sempozyumu ve Sergisi*, 33–38, 2003.
- Gay, N. H., *Refrigerating System*, (Patent Sayı U.S. Patent No. 1,836,318), 1931.
- Giacomelli, F., Biferi, G., Mazzelli, F., & Milazzo, A., CFD Modeling of the Supersonic Condensation Inside a Steam Ejector. *Energy Procedia*, 101(September), 1224–1231. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2016.11.137>, 2016.
- Gosney, W. B., *Principles of refrigeration*, 1982.
- Guangming, C., Xiaoxiao, X., Shuang, L., Lixia, L., & Liming, T., An experimental and theoretical study of a CO₂ ejector, *International Journal of Refrigeration*, 33(5), 915–921, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.01.007>, 2010.
- Hernández, J. I., Dorantes, R. J., Best, R., & Estrada, C. A., The behaviour of a hybrid compressor and ejector refrigeration system with refrigerants 134a and 142b, *Applied Thermal Engineering*, 24(13), 1765–1783, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.12.016>, 2004.
- Hsu, C., Investigation of an ejector heat pump by analytical methods, *NASA STI/Recon Technical Report N*, <http://adsabs.harvard.edu/abs/1984STIN...8513189H>, 1984.
- Huang, B. J., & Chang, J. M., Empirical correlation for ejector designCorrélation empirique pour la conception des éjecteurs, *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 379–388, <http://www.sciencedirect.com/science/article/B6V4R-40GJ5VM-3/2/076d0d926d2401094f8f1a1476db54ee>, 1999.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Petrenko, V. A., & Zhuk, K. B., A solar ejector cooling system using refrigerant R141b, *Solar Energy*, 64(4–6), 223–226, [https://doi.org/10.1016/S0038-092X\(98\)00082-6](https://doi.org/10.1016/S0038-092X(98)00082-6), 1998.
- Huang, B. J., Chang, J. M., Wang, C. P., & Petrenko, V. A., 1-D analysis of ejector

- performance, *International Journal of Refrigeration*, 22(5), 354–364, [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(99\)00004-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(99)00004-3), 1999.
- Huang, B. J., Hu, S. S., & Lee, S. H., Development of an ejector cooling system with thermal pumping effect, *International Journal of Refrigeration*, 29(3), 476–484, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.004>, 2006.
- Huang, B. J., Wu, J. H., Wang, J. H., & Hsu, H. Y., *Development of Hybrid Solar-assisted Cooling / Heating System*, 2009.
- Kairouani, L., Elakhdar, M., Nehdi, E., & Bouaziz, N., Use of ejectors in a multi-evaporator refrigeration system for performance enhancement, *International Journal of Refrigeration*, 32(6), 1173–1185, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.009>, 2009.
- Keenan, J. H., & Neumann, E. P., A simple air ejector, *Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME*, 64, 75–84, 1942.
- Keenan, J. H., Neumann, E. P., & Lustwerk, F., An investigation of ejector design by analysis and experiment, *Journal of Applied Mechanics, Trans. ASME*, 299–304, 1950.
- Kong, F. S., Kim, H. D., Jin, Y. Z., & Setoguchi, T., Computational Analysis of Mixing Guide Vane Effects on Performance of the Supersonic Ejector-Diffuser System, *Open Journal of Fluid Dynamics*, 02(03), 45–55, <https://doi.org/10.4236/ojfd.2012.23005>, 2012.
- Kornhauser, A. A., The Use of an Ejector as a Refrigerant Expander, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 10–19, 1990.
- Li, S., Yan, J., Liu, Z., Yao, Y., Li, X., Wen, N., & Zou, G., Optimization on crucial ejector geometries in a multi-evaporator refrigeration system for tropical region refrigerated trucks, *Energy*, 189, 116347, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116347>, 2019.
- Liao, C., *Gas ejector modeling for design and analysis*, Texas A&M University, 2008.
- M., Bergander, D., Butrymowicz, J., & Karwacki., Improvement of Refrigeration Cycle Efficiency By Means of Two-Phase Ejector As Second Stage Compressor, *International Seminar on ejector/jet- pump technology and application*, 23, 2009.
- Mazzelli, F., & Milazzo, A., Performance analysis of a supersonic ejector cycle working with R245fa, *International Journal of Refrigeration*, 49(0), 79–92, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.09.020>, 2015.

- Menegay, P., & Kornhauser, A. A., Improvements to the ejector expansion refrigeration cycle, *Proceedings of the Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, 2, 702–706, <https://doi.org/10.1109/iecec.1996.553783>, 1996.
- Nehdi, E., Kairouani, L., & Bouzaina, M., Performance analysis of the vapour compression cycle using ejector as an expander, *International journal of energy research*, 31(4), 364–375, 2007.
- Omi, S., & Dijkstra, S., Passenger Vehicle Air Conditioning System Using an Ejector, *Denso, IAA*, 2009.
- Ouzzane, M., & Aidoun, Z., Model development and numerical procedure for detailed ejector analysis and design, *Applied Thermal Engineering*, 23(18), 2337–2351, [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(03\)00208-4](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(03)00208-4), 2003.
- Palacz, M., Smolka, J., Fic, A., Bulinski, Z., Nowak, A. J., Banasiak, K., & Hafner, A., CFD-based shape optimisation of two-phase ejector for R744, *Refrigeration Science and Technology*, August, 1880–1887, <https://doi.org/10.18462/iir.icr.2015.0410>, 2015.
- Pianthong, K., Seehanam, W., Behnia, M., Sriveerakul, T., & Aphornratana, S., Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management*, 48(9), 2556–2564, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.03.021>, 2007.
- Pridasawas, W., & Lundqvist, P., A year-round dynamic simulation of a solar-driven ejector refrigeration system with iso-butane as a refrigerant. *International Journal of Refrigeration*, 30(5), 840–850, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.11.012>, 2007.
- Richter, C., Tischendorf, C., Fiorenzano, R., Cavalcante, P., Tegethoff, W., & Köhler, J., *Using Modelica as a Design Tool for an Ejector Test Bench*, 501–508, 2006.
- Rusly, E., Aye, L., Charters, W. W. S., & Ooi, A., CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration*, 28(7), 1092–1101, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.02.005>, 2005.
- Sarkar, J., Geometric parameter optimization of ejector-expansion refrigeration cycle with natural refrigerants, *International Journal of Energy Research*, 34(1), 84–94, 2010.

- Schmidt, D., Colarossi, M., & Bergander, M. J., Multidimensional modeling of condensing two-phase ejector flow, *International Seminar on Ejector/Jet Pump Technology and Applications, Paper, 34*, 2009.
- Scott, D., Aidoun, Z., Bellache, O., & Ouzzane, M., CFD Simulations of a Supersonic Ejector for Use in Refrigeration Applications, *Refrigeration And Air Conditioning*, 1–8, 2008.
- Selvaraju, A., & Mani, A., Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering*, 24(5–6), 827–838, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2003.08.016>, 2004.
- Shen, S., Qu, X., Zhang, B., Riffat, S., & Gillott, M., Study of a gas-liquid ejector and its application to a solar-powered bi-ejector refrigeration system. *Applied Thermal Engineering*, 25(17–18), 2891–2902, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.02.012>, 2005.
- Sriveerakul, T., Aphornratana, S., & Chunnanond, K., Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences*, 46(8), 812–822, <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2006.10.014>, 2007.
- Stoecker, W. F., Refrigeration and Air-conditioning McGraw Hill Book Co, New York, 1958.
- Taslimi Taleghani, S., Sorin, M., & Poncet, S., Modeling of two-phase transcritical CO₂ ejectors for on-design and off-design conditions, *International Journal of Refrigeration*, 87, 91–105, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.10.025>, 2018.
- Trott, A. R., & Welch, T. C., *Refrigeration and air conditioning*, Butterworth-Heinemann, 1999.
- Ünal, Ş., Determination of the ejector dimensions of a bus air-conditioning system using analytical and numerical methods, *Applied Thermal Engineering*, 90, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.090>, 2015.
- Ünal, Ş., Erdinç, M. T., & Kutlu, Ç., Optimal thermodynamic parameters of two-phase ejector refrigeration system for buses, *Applied Thermal Engineering*, 124, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.06.115>, 2017.
- Ünal, Ş., & Yilmaz, T., Thermodynamic analysis of the two-phase ejector air-conditioning system for buses, *Applied Thermal Engineering*, 79, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.023>, 2015.

- Utomo, T., Ji, M., Kim, P., Jeong, H., & Chung, H., CFD analysis of influence of converging duct angle on the steam ejector performance, *International Conference on Engineering Optimization, Brazil*, (June), 1–5, http://www.engopt.org/08/nukleo/pdfs/0559_cfd_analysis_engopt.pdf, 2008.
- Varga, S., Oliveira, A. C., & Diaconu, B., Analysis of a solar-assisted ejector cooling system for air conditioning, *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 4(1), 2–8, <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctn001>, 2009.
- Vidal, H., Colle, S., & Pereira, G. D. S., Modelling and hourly simulation of a solar ejector cooling system, *Applied Thermal Engineering*, 26(7), 663–672, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.09.012>, 2006.
- Watanawanavet, S., CFD Optimization Study of High-Efficiency Jet Ejectors, *Electronic Theses, Dissertations, and Records of Study (2002–)*, May, <http://hdl.handle.net/1969.1/ETD-TAMU-2387>, 2008
- Wen, H., & Yan, J., Effect of mixing chamber length on ejector performance with fixed/varied area ratio under three operating conditions in refrigerated trucks, *Applied Thermal Engineering*, 197(June), 117379, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117379>, 2021.
- Yakut, G., *Ejektörlü bir soğutma sisteminin tasarımında optimizasyon koşullarının teorik ve deneysel olarak araştırılması*, 137, 2016.
- Yapici, R., & Ersoy, H. K., Performance characteristics of the ejector refrigeration system based on the constant area ejector flow model, *Energy Conversion and Management*, 46(18–19), 3117–3135, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2005.01.010>, 2005.
- Yapici, R., Ersoy, H. K., Aktoprakoğlu, A., Halkaci, H. S., & Yiğit, O., Experimental determination of the optimum performance of ejector refrigeration system depending on ejector area ratio, *International Journal of Refrigeration*, 31(7), 1183–1189, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.02.010>, 2008.
- Yapici, R., & Yetişen, C. C., Experimental study on ejector refrigeration system powered by low grade heat, *Energy Conversion and Management*, 48(5), 1560–1568, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2006.11.015>, 2007.
- Yapici, Rafet., Experimental investigation of performance of vapor ejector refrigeration system using refrigerant R123, *Energy Conversion and Management*, 49(5), 953–961, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2007.10.006>, 2008.

- Yu, J., Chen, H., Ren, Y., & Li, Y., A new ejector refrigeration system with an additional jet pump, *Applied Thermal Engineering*, 26(2–3), 312–319, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2005.04.018>, 2006.
- Yu, J., Zhao, H., & Li, Y., Application of an ejector in autocascade refrigeration cycle for the performance improvement, *International Journal of Refrigeration*, 31(2), 279–286. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.008>, 2008.
- Yuan, Y., Tan, L., Xu, Y., & Yuan, Y., Three-dimensional CFD modeling and simulation on the performance of steam ejector heat pump for dryer section of the paper machine, *Vacuum*, 122, 168–178, <https://doi.org/10.1016/j.vacuum.2015.09.016>, 2015.
- Zha, S., Jakobsen, A., Hafner, A., & Neksa, P., Design and Parametric Investigation on Ejector for R-744 Transcritical System, *International Congress of Refrigeration 2007, C*, 1–8, 2007.
- Zheng, H. F., Fan, X. W., & Li, A. G., Experimental investigation on HFC134a ejector refrigeration system, *2009 4th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications, ICIEA 2009*, 2168–2171, <https://doi.org/10.1109/ICIEA.2009.5138581>, 2009.
- Zhu, Y., Cai, W., Wen, C., & Li, Y., Numerical investigation of geometry parameters for design of high performance ejectors, *Applied Thermal Engineering*, 29(5–6), 898–905, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.04.025>, 2009.

ÖZGEÇMİŞ

1. Adı Soyadı : Hakan AKGÜN
2. Doğum Tarihi :
3. Ünvanı : Makine Yüksek Mühendisi
4. Öğrenim Durumu :

Derece	Bölüm/Program	Üniversite	Bitirme Yılı
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2000
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2003

5. Akademik Ünvanlar:

6. İş Tecrübesi:

Görev Ünvanı	Görev Yeri	Yıl
Arge Proje Mühendisi		2004 -2014
Arge Yöneticisi		2014 -

7. Yayınlar:

8. Yazılan uluslar arası kitaplar veya kitaplarda bölümler:

9. Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler:

10. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler:

Numerical Investigation of the Flow Structure of an Ejector Used in The Bus Air Conditioning System, ICENAS'21 Conference Proceeding Book, 2022

11. Diğer yayınlar:

12. Projeler:

13. Bilimsel Kuruluşlara Üyelikler:

Makine Mühendisler Odası /ADANA

14. Ödüller:



OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
YÜKSEK LİSANS/DOKTORA TEZ ÇALIŞMASI ORJİNALLİK RAPORU

FORM
DR19

OSMANİYE KORKUT ATA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI BAŞKANLIĞI'NA

Tarih: 29/08/2022

Tez Başlığı / Konusu:

Ejektör Genleştiricili Otobüs Klimasında Ejektör Boyutlarının HAD Yöntemi Kullanılarak Belirlenmesi

Yukarıda başlığı/konusu belirlenen tez çalışmamın a) Kapak sayfası, b) Özet ve Abstract, c) Giriş, d) Ana bölümler ve e) Sonuç, f) Kaynakça kısımlarından oluşan toplam **156** sayfalık kısmına ilişkin, 12/08/2022 tarihinde şahsım/tez danışmanım tarafından Turnitin adlı intihal tespit programından aşağıda belirtilen filtreleme tiplerinden biri uygulanarak alınmış olan orijinallik raporuna göre, tezimin benzerlik oranı **%11**'dir.

Filtreleme Tip 1 (maksimum %30) ☒

- 1- Kabul/Onay ve Bildirim sayfaları hariç,
- 2- Kaynakça hariç,
- 3- Alıntılar dahil,
- 4- 5 kelimeden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç.

Filtreleme Tip 2 (maksimum %10) ☐

- 1- Kabul/Onay ve Bildirim sayfaları hariç,
- 2- Kaynakça hariç,
- 3- Alıntılar hariç,
- 4- 5 Kelimeden daha az örtüşme içeren metin kısımları hariç.

Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Çalışması Orjinallik Raporu Alınması ve Kullanılması Uygulama Esasları'nı inceledim ve bu Uygulama Esasları'nda belirtilen azami benzerlik oranlarına göre tez çalışmamın herhangi bir intihal içermediğini; aksinin tespit edileceği muhtemel durumda doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi ve yukarıda vermiş olduğum bilgilerin doğru olduğunu beyan ederim.

Gereğini saygılarımla arz ederim.

Tarih ve İmza
29.08.2022

Adı Soyadı: Hakan AKGÜN

Öğrenci No:

Anabilim Dalı: Makine Mühendisliği

Programı: Doktora

Statüsü: ☐ Y.Lisans ☒ Doktora

DANIŞMAN ONAYI

UYGUNDUR.

RAPORU DÜZENLEYEN

(Unvan, Ad Soyad, İmza)

(Unvan, Ad Soyad, İmza)